



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

MIKAEL LINJAMA
TERMOELEMENTTIEN HYÖDYNTÄMINEN HAJAUTETUSSA
SÄHKÖN JA LÄMMÖN YHTEISTUOTANNOSSA

Diplomityö

Tarkastaja: Yliopistonlehtori Henrik Tolvanen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
9. toukokuuta 2018

TIIVISTELMÄ

Tampereen teknillinen yliopisto

Ympäristö- ja energiatekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

MIKAEL LINJAMA: Termoelementtien hyödyntäminen hajautetussa sähkön ja lämmön yhteistuotannossa

Diplomityö, 65 sivua, 1 liitesivu

Huhtikuu 2018

Pääaine: Energia- ja biojalostustekniikka

Tarkastaja: Yliopistonlehtori Henrik Tolvanen

Avainsanat: termosähköinen generaattori, mikro-CHP, hajautettu energiantuotanto, lämmönsiirtomalli

Hajautetussa energiantuotannossa energia tuotetaan pienehköissä energiantuotantoyksiköissä ja yleensä lähellä kulutuskohdetta. Hajautetussa sähkön ja lämmön yhteistuotannossa sama laitos tai laitteisto tuottaa sekä sähköä että lämpöä lähialueen tarpeisiin, yhteistuotannosta käytetään yleisesti lyhennettä CHP (combined heat and power) ja pienikokoisista laitteistoista nimitystä mikro-CHP.

Tämän diplomityön tarkoituksena on selvittää, voidaanko pienen mikro-CHP-laitteiston sähköntuotannossa hyödyntää termosähköisiä generaattoreita (TEG-elementtejä) ja onko niiden käyttö kannattavaa. Tutkimuksen pääasiallinen tavoite on kehittää olemassa olevien lämmönsiirto- ja virtausmallien pohjalta malli, jolla voidaan mitoittaa tällaisen laitteiston lämmönsiirtopinnat sekä selvittää laitteistosta saatava sähkö- ja lämpöteho. Koska malli perustuu teoreettiseen tarkasteluun, sitä voidaan soveltuvin osin hyödyntää myös muissa vastaavissa sovelluskohteissa. Kehitetty malli muodostui kuitenkin varsin monimutkaiseksi ja se johtaa iteratiiviseen laskentaan. Iteraatiotarve johtuu siitä, että sekä virtaus- että lämmönsiirtomallien tulokset riippuvat voimakkaasti siitä, kuinka paljon virtaus luovuttaa lämpöä tarkastelujaksolla ja tätä ei saada selville kuin iteroimalla, kunnes mallin antama kaasuvirtauksen loppulämpötila vastaa malliin syötettyä arvoa.

Tutkimuksessa kehitetyn mallin avulla mitoitetaan mikro-CHP-laitteisto, jolle lasketaan suorituskykyarvot. Mitoittamisen pohjana käytetään tulisijojen savukaasuvirtauksille aiemmissa tutkimuksissa saatuja massavirtoja- ja lämpötiloja. Koska tulisijan savukaasujen lämpötila vaihtelee merkittävästi käytön aikana, mitoitettulle mikro-CHP-laitteistolle pitää tehdä myös herkkyyksianalyysi savukaasuvirtauksen muutoksille, jonka perusteella voidaan arvioida laitteiston toimintaa eri olosuhteissa. Lopuksi tarkastellaan vielä TEG-elementteihin perustuvan mikro-CHP-laitteiston taloudellista kilpailukykyä suhteessa muihin pienen sähköntarpeen kattamiseen soveltuviin laitteistoihin.

Tutkimuksessa kehitetyn mallin mukaan TEG-elementteihin perustuva mikro-CHP-laitteisto on toteutettavissa niin, että se voidaan jalkiasentaa olemassa olevaan tulisijaan. Tutkimuksessa tuli ilmi, että ongelmallisinta laitteiston sähköntuotannon tehokkuuden kannalta on savukaasulämpötilojen suuri vaihtelu käytön aikana, joka pienentää merkittävästi laitteiston sähköntuotannon hyötysuhdetta. Taloudellisessa tarkastelussa selviää, että laitteiston hinta on varsin kilpailukykyinen verrattuna muihin saatavilla oleviin tekniikoihin. Tämä yhdistettynä hiljaisuuteen, lämpimän veden tuottoon ja toimintavarmuuteen antaa aiheutta olettaa, että laitteistolle olisi markkinoita, etenkin jos TEG-elementtien hyötysuhdekehitys jatkuu ennallaan.

ABSTRACT

Tampere University of Technology
Master's Degree Programme in Environmental and Energy Engineering
LINJAMA, MIKAEL: Thermoelectric generator based micro-CHP
Master of Science Thesis, 65 pages, 1 Appendix page
April 2018
Major: Energy Engineering
Examiner: University Lecturer Henrik Tolvanen

Keywords: Thermoelectric generator, micro CHP, distributed generation, heat transfer model

Energy production by small energy devices is usually called distributed energy production. The energy is usually produced near the energy consumption. In distributed cogeneration the same small energy unit generates both electricity and heating energy for consumption of nearby areas. Cogeneration is usually called as CHP (Combined Heat and Power) and energy production by small CHP units are called as micro CHP.

The aim of this study is the investigation of thermoelectric generators (TEG power module) potential in small scale distributed cogeneration. Investigated system can be mounted on normal wood burning stove. The economic competitiveness of this concept is also calculated. The main part of this work is the theoretical model for heat transfer and energy production of TEG based micro CHP. The heat transfer rates and heat transfer surface sizes in the system can be calculated by the model. When the electrical efficiency of TEG modules is known it is also possible to estimate the energy production and overall efficiency of the CHP system. Because the model is based on the known flow and heat transfer models it can be useful for calculations of other heat exchange systems with same geometry. However, this model is not simple, and it requires iterative calculation. This is due to the complexity of the flow and heat transfer models. Results of those models depend strongly on the properties of the flowing fluid and the fluid properties depend on the temperature. Because the change of fluid temperature in the system is not known before calculations, the correct result requires several calculations.

The heat exchangers of investigated micro CHP system are sized and designed with the developed model. The sizing is based on exhaust gas properties of wood burning stoves. The functionality and the electric and heat energy production of the system are estimated in several operating situations. After the modeling, a review of economical efficiency of the system is carried out.

Results of the study show that TEG modules can be used for electricity production in micro CHP systems. The main problem with system efficiency and designing is the large fluctuation of stove exhaust gases in normal use. The system seems to be economically competitive in very small scale, up to a few hundred watts, electricity production. Because the investigated CHP system is quiet, reliable and produces both electricity and heat, it is very possible that the system should have a good market potential. Especially if the development in the TEG modules efficiency continues unchanged.

ALKUSANAT

Tämä tutkimus on tehty opinnäytetyönä Tampereen teknillisessä yliopistossa osana energia- ja biojalostustekniikan diplomi-insinöörin tutkintoa. Diplomityön ohjaajana ja tarkastajana on toiminut yliopistonlehtori Henrik Tolvanen, jolle esitän kiitokset avustamisesta tutkimusaiheen rajaamisessa sekä neuvoista ja ohjauksesta työn aikana.

Suuret kiitokset kaikille ystäväilleni saamastani tuesta ja kannustuksesta projektin aikana. Lisäksi haluan kiittää Jussi Linjamaa avustamisessa sopivan tutkimusaiheen löytämisessä sekä tarkasteltavan geometrian kehittämisessä. Kiitän myös vanhempiani kannustamisesta sekä isääni avustamisesta kirjallisen toteutuksen viimeistelyssä.

Erityisesti haluan kiittää vaimoani Hanna-Maria saamastani runsaasta tuesta ja kannustuksesta tämän työn toteuttamisen sekä koko opiskelujeni aikana. Kiitos, kun huolehdit perheestämme ja kodistamme tämän projektin ja päivätyöni viedessä runsaasti aikaani useiden kuukausien ajan.

Tampereella, 21.4.2018

Mikael Linjama

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
1.1	Tutkimuksen tausta	1
2.	HAJAUTETTU ENERGIAANTUOTANTO.....	3
2.1	Mikro-CHP tekniikat.....	3
2.2	Nano-CHP	4
2.3	Mikro-CHP-tuotannosta saatavat hyödyt	5
2.4	Mikro-CHP-tuotannon ongelmia.....	6
3.	SÄHKÖN TUOTTAMINEN LÄMPÖSÄHKÖISEN ILMION AVULLA	9
3.1	Termosähköisen generaattorin toimintaperiaate	9
3.2	Erilaiset TEG-elementit.....	10
3.2.1	Saatavilla olevien TEG-elementtien ominaisuudet.....	11
3.3	Saatava teho.....	13
3.4	Tutkittava sovelluskohde.....	14
4.	LÄMMÖN SIIRTYMINEN KAASUVIRTAUKSESTA VETEEN.....	16
4.1	Konvektiivinen lämmönsiirto kaasuvirtauksesta	16
4.1.1	Lämmönsiirto lämmönkeräinlevyyn	18
4.1.2	Lämmönsiirto ripalevyyn	20
4.1.3	Lämmönsiirto lämmönkeruulevyjen jälkeen.	22
4.2	Säteilylämmönsiirto kaasuvirtauksesta	23
4.3	Lämmönsiirto TEG-elementin läpi	24
4.4	Lämmönsiirto kanavan pinnasta veteen	25
4.4.1	Lämmönsiirto luonnollisella konvektiolla vesisäiliössä	25
4.4.2	Kiehumisen lämmönsiirto kiehumispisteessä	27
4.4.3	Kiehumisen alle kiehumispisteessä	27
4.4.4	Yhdistetty kiehumislämmönsiirto	28
5.	SOVELLUSKOHDDE	32
5.1	Sähkön tarve.....	32
5.2	Lämmitysenergian tarve.....	33
5.3	Savukaasun teho	34
5.4	TEG-elementeillä saatavissa oleva sähköenergia	34
5.5	Lämmönsiirtomateriaalit	36
6.	JÄRJESTELMÄN MALLINNUS	37
6.1	Lämmönsiirto	37
6.1.1	Virtauskanavan geometria.....	38
6.1.2	Savukaasun ominaisuudet.....	38
6.1.3	Laitteistossa käytettävät materiaalit	42
6.2	Energian tuotanto	42
6.3	Järjestelmän taloudellinen kannattavuus	43
6.4	Ratkaistavat yhtälöt.....	44
6.4.1	Lämmönsiirto kaasuvirtauksesta.....	44

6.4.2	Lämmönsiirto veteen.....	45
6.4.3	Saatava sähkö- ja lämpöteho.....	45
6.4.4	Järjestelmän herkkyyssanalyysi.....	45
7.	TULOKSET	47
7.1	Järjestelmän herkkyyssanalyysi	49
7.1.1	Savukaasuvirtauksen muutos	50
7.1.2	Veden lämpötilan muutos	52
7.2	Järjestelmän tuottama energia	53
7.3	Järjestelmän kustannukset	55
7.3.1	Järjestelmän kannattavuus pienkulutuskohteessa	56
8.	YHTEENVETO	59
9.	LÄHDELUETTELO.....	61

LIITE A: SAVUKAASUANALYYSI

LYHENTEET JA MERKINNÄT

BiTe	Vismuttitelluridi
CHP	Yhdistetty sähkön- ja lämmöntuotanto (combined heat and power)
mikro-CHP	Pienen sähkötehon omaava CHP-laitteisto (<50 kW)
nano-CHP	Erittäin pienen sähkötehon omaava CHP-laitteisto (< 2,5 kW)
ORC	Orgaanista välittäjäainetta käyttävä lämpövoimakone
PbSnTe	Lyijyn, tinan ja telluurin yhdiste
PbTe	Lyijytelluridi
TAGS	Telluurin, antimonin, germaniumin ja hopean yhdiste
TEG	Termosähköinen generaattori (thermoelectric generator)

A	Pinta-ala	m^2
A_b	Vapaan virtauskanavan poikkipinta-ala	m^2
A_c	Virtauskanavan poikkipinta-ala	m^2
A_{hs}	Lämmönkeräimen pohjapinta-ala	m^2
A_{teg}	TEG-elementin pinta-ala	m^2
A_{vs}	Vesisäiliön lämmönsiirtopinta-ala	m^2
Bi	Biotin luku	-
C	Kerroin lämmönleviämismallissa	-
C_{rg}	Kerroin säteilymallissa	-
c_p	Ominaislämpökapasiteetti	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
D_H	Hydraulinen halkaisija	m
D_{hf}	Ripavälin hydraulinen halkaisija	m
D_{vs}	Vesisäiliön sylinterimäisen lämmönsiirtopinnan halkaisija	m
f	Kitkakerroin	-
F	Nusseltin luvun korjauskerroin sylinterimäiselle pinnalle	-
g	putoamiskiihtyvyys	$m\ s^{-2}$
H	Kappaleen korkeus	m
H_f	Rivan korkeus	m
h_b	Kiehumisen lämmönsiirtokerroin	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
h_c	Konvektiivinen lämmönsiirtokerroin	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
h_{cb}	Konvektiivisen kiehumisen lämmönsiirtokerroin	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
h_{cf}	Rivaston konvektiivinen lämmönsiirtokerroin	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
h_{nb}	Kuplakiehumisen lämmönsiirtokerroin	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
k	Lämmönjohtavuus	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
k_{hs}	Lämmönkeräimen lämmönjohtavuus	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
k_{ls}	Lämmönsiirtoaineen lämmönjohtavuus	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
k_{teg}	TEG-elementin lämmönjohtavuus	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
k_{vs}	Vesisäiliömateriaalin lämmönjohtavuus	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
K	Nusseltin luvun korjauskerroin lyhyessä virtauskanavassa	-
K_{end}	Nusseltin luvun korjauskerroin kanavan loppuosalle	-
K_{hs}	Nusseltin luvun korjauskerroin lämmönkeräimien kohdalla	-
K_{tot}	Nusseltin luvun korjauskerroin koko kanavan pituudelle	-
L	Pituus	m
L_{tot}	Kokonaispituus	m
L_{hs}	Lämmönkeräimen pituus	m
L_{vs}	Vesisäiliön pystyseinämän pituus	m
M	Moolimassa	$mol^{-1}\ kg$

\dot{m}_{sk}	Savukaasun massavirta	kg s ⁻¹
n	kappalemäärä	-
Nu_D	Hydraulisen halkaisijan mukainen Nusseltin luku	-
Nu_L	Pituuden mukaan määritetty Nusseltin luku	-
Nu_{lam}	Laminaarisen virtauksen Nusseltin luku	-
Nu_{turb}	Turbulentin virtauksen Nusseltin luku	-
Nu_{∞}	Täysin kehittyneen virtauksen Nusseltin luku	-
P_{el}	Sähköteho	W
p_c	Virtauskanavan poikkileikkauksen piiri	m
P_{lv}	Vedenlämmitysteho	W
p_{rg}	Säteilevien kaasukomponenttien osapaine	Pa
P_{sk}	Savukaasun lämpöteho	W
P_{th}	Lämpöteho	W
$P_{th,in}$	TEG-elementin kuumalla puolella siirtyvä lämpöteho	W
$P_{th,out}$	TEG-elementin kylmällä puolella siirtyvä lämpöteho	W
P_{tot}	Laitteiston kokonaisteho	W
Pr	Prandtin luku	-
Q	Lämpövuoto	W/m
\dot{Q}	Lämpövirta	W
\dot{Q}_c	Konvektiivisesti siirtyvä lämpövirta	W
\dot{Q}_{cf}	Rivastossa konvektiivisesti siirtyvä lämpövirta	W
\dot{Q}_{sk}	Savukaasun lämpövirta	W
\dot{Q}_r	Säteilemällä siirtyvä lämpövirta	W
Ra_L	Pituuden mukaan määritetty Rayleighin luku	-
Re	Reynoldsin luku	-
s_f	Ripaväli	m
t_f	Rivan paksuus	m
T_{av}	Keskilämpötila	°C
T_e	Nesteen tai kaasun lämpötila kaukana seinämästä	°C
T_c	TEG-elementin kylmän puolen lämpötila	°C
T_h	TEG-elementin kuuman puolen lämpötila	°C
T_{in}	Laitteistoon saapuvan savukaasun lämpötila	°C
T_{kp}	Kiehumispiste	°C
T_{out}	Savukaasun laitteistosta poistumislämpötila	°C
T_{ref}	Referenssilämpötila	°C
T_s	Seinämän lämpötila	°C
T_{sc}	Veden alilämpötila kiehumisessa (subcooling)	°C
T_{sh}	Seinämän yllilämpötila kiehumisessa (superheating)	°C
$T_{teg,max}$	Lämpötila lämmönkeräimessä TEG-elementin puolella	°C
$T_{teg,min}$	Lämpötila vesisäiliön seinämässä TEG-elementin puolella	°C
T_v	Veden lämpötila	°C
T_{vs}	Vesisäiliön seinämlämpötila vesitilassa	°C
V	Kaasuvirtauksen nopeus	m s ⁻¹
V_f	Kaasuvirtauksen nopeus rivastossa	m s ⁻¹
V_{out}	TEG-elementin kuormitusjännite	V
V_{opt}	TEG-elementin maksimitehon tuottava kuormitusjännite	V
W	Kappaleen leveys	m
W_{hs}	Lämmönkeräimen leveys	m
X	Mooliosuus seoksessa	-
x	Materiaalin paksuus	m

x_{hs}	Lämmönkeräimen paksuus	m
x_{ls}	Lämmönsiirtoaineen paksuus	m
x_{teg}	TEG-elementin paksuus	m
x_{vs}	Vesisäiliön seinämän paksuus	m
ZT	Termosähköisen materiaalin hyvyysluku	-
β	Lämpölaajenemiskerroin	K ⁻¹
ε	Dimensioton kappaleiden välinen kosketuspinta	-
ε_g	Kaasuvirtauksen emissiviteetti	-
ε_s	Virtauskanavan emissiviteetti	-
η	Hyötysuhde	-
η_{el}	TEG-elementin sähköntuottosuhte	-
η_{hs}	Ripahyötysuhde	-
μ	Dynaaminen viskositeetti	Pa s
ρ	Tiheys	kg m ⁻³
σ	Boltzmannin vakio	J K ⁻¹
τ	Dimensioton lämmönkeräimen paksuus	-

1. JOHDANTO

1.1 Tutkimuksen tausta

Erilaisten sähkölaitteiden käyttö kasvaa koko ajan voimakkaasti myös alueilla, joissa ei ole saatavilla toimivaa sähkönjakelua ja erityiseksi ongelmaksi on muodostunut mobiililaitteiden akkujen lataaminen sähköverkon ulkopuolisissa kohteissa [1]. Tämä ongelma korostuu kehitysmaissa, joissa arvioitiin vuonna 2010 olevan noin 600 000 matkapuhelimen käyttäjää, joilla ei ole pääsyä sähköverkkoon [1]. Puhelimien ja verkkoyhteyksien toiminta on kuitenkin erittäin tärkeää ihmisten elämänlaadun, terveyden ja turvallisuuden kannalta [1]. Tähän ongelmaan kuitenkin törmätään usein myös kehittyneissä maissa, vaikkakin huomattavasti pienemmässä mittakaavassa. Suomalaisista kesämökeistä vain noin puolet on sähköistettyjä [2] ja lisäksi sähkölaitteita usein eri syistä myös rakentamattomassa ympäristössä erilaisissa pelastus- ja tutkimustoissa sekä luontoharrastuksissa.

Sähkönkulutuskohteissa tarvitaan usein myös lämmintä vettä, joten yhdistetty sähkön ja lämmöntuotanto eli CHP (combined heat and power) olisi järkevä ratkaisu sähkön tuottamiseksi. Markkinoilla on saatavilla runsaasti erilaisia pienen kokoluokan CHP-laitteistoja [3] [4] [5], joista käytetään yleisesti nimitystä mikro-CHP-laitteisto. Nämä yleistyvät voimakkaasti, koska niillä voidaan saavuttaa merkittäviä etuja energiantuotannossa [6]. Suurin etu niissä on, että CHP-laitteistolla varustettu kohde ei ole täysin tai lainkaan riippuvainen sähköverkon toiminnasta [7]. Lisäksi CHP-tuotanto parantaa energiantuotannon kokonaishyötysuhdetta, koska lämpöenergia, jota ei saada muunnettua sähköksi, pystytään kuitenkin hyödyntämään lämpimän veden tuotannossa [6].

Näiden mikro-CHP-laitteistojen suurin ongelma pienimpiä sähköverkon ulkopuolisia sähkönkulutuskohteita ajatellen on se, että niiden sähköteho on aivan liian suuri muuttaman mobiililaitteen ja valaistuksen tarvitseman sähkön tuottamiseen. Niiden sähkötehot alkavat vasta noin 1 kW sähkötehosta ja ne ovat erittäin arvokkaita satunnaista käyttöä ajatellen [3] [4]. Tämän vuoksi onkin tarpeen kehittää jonkinlainen yksinkertainen ja edullinen laite, jolla pystyttäisiin tuottamaan pieniä määriä sähköä, mieluiten yleisesti saatavilla olevalla uusiutuvalla polttoaineella, kuten puu.

Tutkimuksen tavoitteena on selvittää lämpösähköiseen ilmiöön perustuvien TEG-elementtien (Thermo electric generator) käyttökelpoisuutta sähköntuotannossa osana mikro-CHP-laitteistoja. Tässä työssä tarkastellaan ratkaisua, joka hyödyntää tavallista tulisiijaa lämmönlähteenä. Tutkimuskysymykset ovat:

1. Kuinka paljon sähköä laitteiston avulla voidaan tuottaa?

2. Miten laitteisto pitää mitoittaa, jotta sen käytettävyys on mahdollisimman hyvä?
3. Mikä on tällaisen mikro-CHP-laitteiston hyötysuhde?

Muita tarkasteltavia asioita ovat tällaisen TEG-elementteihin perustuvan mikro-CHP-laitteiston taloudellinen kannattavuus sekä järjestelmän luotettavuus ja toimintavarmuus erilaisissa käyttötilanteissa.

Tämän työn alussa tarkastellaan erilaisten mikro-CHP-tekniikoiden ominaisuuksia, sekä perehdytään saatavilla oleviin TEG-elementteihin. Tämän jälkeen esitellään tarvittavat tiedot, joilla voidaan laskennallisesti arvioida yksinkertaisen TEG-CHP-laitteiston lämmön ja sähköntuotantoa tulisijan savukaasuvirtauksen ominaisuuksien perusteella. Näiden tietojen pohjalta esitetään arvio TEG-CHP-laitteiston sähkön- ja lämmöntuotannosta. Saatujen tulosten perusteella arvioidaan laitteiston kilpailukykyä muihin vastaaviin mikro-CHP- ja piensähköntuotantotekniikoihin eri käyttöolosuhteissa ja teholuokissa. Lopuksi tarkastellaan hieman myös TEG-elementtien kehitysnäkymiä lähitulevaisuudessa, sekä kehityksen mahdollisia vaikutuksia TEG-CHP-laitteiston suorituskykyyn ja taloudelliseen kilpailukykyyn.

2. HAJAUTETTU ENERGiantuotanto

Hajautetun energiantuotantomallin periaatteena on tuottaa tarvittava energia suhteellisen pienissä laitoksissa, jotka sijaitsevat lähellä energian käyttäjää, jolloin ei tarvita erillistä siirtoverkkoa. Yleinen esimerkki hajautetusta energiantuotannosta on puun pienpoltto tulisijoissa lämmön tuottamiseksi. Hajautetun energiantuotannon määrittely on varsin hankalaa ja riippuu usein asiayhteydestä. Useimmiten se määritellään laitosten tehon perusteella. Suomen sähkömarkkinalaki [8] määrittää piensähköntuotannoksi sähköteholtaan alle 2000 kW_{el} tehoiset laitokset, jotka tuottavat vuodessa alle 800 000 kWh sähköä. EU-direktiivi keskisuurten polttolaitosten päästörajoituksista [9] määrittelee keskisuuriksi polttolaitokset, joiden polttoaineteho on yli 1000 kW. Suomessa pientuotannon ylärajana voidaankin siis pitää polttolaitoksille 1000 kW polttoainetehoa ja sähköntuotannolle 2000 kW_{el} sähkötehoa.

Tässä työssä keskitytään mikro- ja nano-kokoluokan CHP-tekniikoihin, koska tutkimuskohteessa tehonlähteenä oleva saunan kiuas kuuluu tähän teholuokkaan ja tavoitteena on tuottaa sähköä sen avulla. Mikro-CHP laitteistojen sähköteho on alle 50 kW_{el} ja nano-kokoluokassa alle 2,5 kW_{el} [10] [3]. Mikro-CHP laitteistoista pienimmät soveltuvat suuriin omakotitaloihin ja suuremmat riittävät maatilakeskusten tai taloyhtiöiden energiankulutuksen kattamiseen. Siirryttäessä pienempiin kulutusyksikköihin, kuten vapaa-ajan asuntoihin ja pienempiin omakotitaloihin, tarvitaan vielä pienempiä laitteistoja. Tähän tarpeeseen on viime vuosina markkinoille tullut myös nano-CHP laitteistoja, mutta näistä suurin osa on vielä kehitysasteella [3].

2.1 Mikro-CHP tekniikat

Mikro-CHP tuotantoon on saatavilla useita eri tekniikoita, joista tässä tarkastellaan sellaisia, jotka sopivat käytettäväksi sähkö- ja kaasuverkkojen ulkopuolella. Tällöin mikro-CHP-laitteiston energianlähteen tulee olla paikallinen tai helposti kuljetettavissa. Tämä rajaa tarkastelun ulkopuolelle maakaasuun perustuvat polttokennoratkaisut sekä lämpöpumput. Kotitalouskäytössä nelihenkisen perheen omakotitalossa tarvitsema jatkuva sähköteho on noin 1 kW maksimitehontarpeen ollessa noin 6 kW, kun käytössä ei ole sähkölämmitystä eikä -saunaa [11]. Keskimäärin lämmitystehoa tarvitaan Suomessa noin 1,44 kW hetkellisen maksimitehontarpeen ollessa noin 5 kW, kun käytetään kovalla pakasella paljon vettä [2]. Lämmöntarve täyttyy käytännössä aina, koska mikro-CHP tuottaa vähintään kaksinkertaisen määrän lämpöä sähköön verrattuna.

Tähän kokoluokkaan saatavilla on poltto- ja stirling-moottoripohjaisia valmiita CHP-järjestelmiä. Aurinkopaneeli- tai tuulivoimajärjestelmä sopii myös hyvin tähän tarkoitukseen, kun lämmitetään myös vesi laitteiston sähköllä tai käytetään lämmöntuotannossa

aurinkokeräimiä. Lisäksi kehitysasteella on ainakin ORC-prosessiin (organic rankine cycle) perustuva CHP-laitteisto [12], mutta sen hinnasta ja muista ominaisuuksista ei ole saatavilla tietoja. Periaatteessa myös höyrymoottori soveltuisi CHP-järjestelmään, mutta moottorien hyötysuhde on erittäin huono eikä moottoreita juuri ole saatavilla. Taulukoon 1 on koottu kaasuverkon ulkopuoliseen käyttöön sopivien ja yleisesti saatavilla olevien tekniikoiden ominaisuuksia sekä kustannusarvioita.

Taulukko 1: Mikro-CHP- ja sähköntuotantomenetelmiä [3] [7] [13] [4] [14].

	Poltto- moottori	Stirlingmoottori	Aurinkosähkö	Tuulisähkö
Hyvää	Saatavuus, tehonsäätö	Huoltovapaus, tehonsäätö	Huoltovapaus, käyttökulut	Käyttökulut
Huonoa	Huollontarve	Kaasukäyttö, pellettikäyttö kehitteillä.	Epävarma, ei toimi talvella	Epävarma
Sähköhyötysuhde	0,25-0,30	0,14-0,16		
Hinta (€/kW _{el})	3000-5000	10 000-15 000 (kaasukäyttöinen)	3000-4000	1200-1500
Tuotantokustannus (€/kWh _{el})	0,34-0,4 (diesel) 0,3-0,34 (kaasu)	10-11 (nestekaasu) 0,5-0,6 (maakaasu)	0	0

Taulukossa 1 esitetyt laitteet vertailtaessa on tarpeen huomioida suuri ero laitteiden vuotuisessa energiantuotannossa asennettua tehoa kohden. Lisäksi tulee huomata, että tuuli- ja aurinkosähköjärjestelmä vaatii erillisen laitteiston, jolla katetaan lämmitysenergian tarve.

Varmatoiminen stirling- tai polttomoottorijärjestelmä voi periaatteessa tuottaa vuodessa yli 8000 kWh/kW_{as} (kilowattituntia vuodessa asennettua tehoa kohden), kun muilla menetelmillä jäädään murto-osaan tästä. Aurinkopaneelien vuosituotto on eteläsuomessa noin 900 kWh/kW_{as}, päivittäisen tuoton ollessa talvella noin 0,2 kWh ja keskipäivällä noin 5 kWh [14]. Tuulivoimalalla voidaan päästä hyvissä tuuliolosuhteissa jopa noin 1000 kWh/kW_{as}, mutta tuotto laskee nopeasti tuuliolosuhteiden heikentyessä, jolloin voidaan päätyä tilanteeseen, jossa tuulivoimala ei tuota lainkaan sähköä [7] [15] [16].

2.2 Nano-CHP

Siirryttäessä kotitalouskäyttöä pienempään kokoluokkaan, valmiiden CHP-laitteistojen suhteellinen hintataso kasvaa huomattavasti. Polttomoottori pohjainen Nano-CHP-laitteisto maksaa noin 10 000 €/kW_{el} ja stirlingmoottoriin perustuvat noin 15 000-20 000 €/kW_{el} [3]. Käytännössä nano-CHP-laitteisto maksaa siis saman verran kuin pieni mikro-

CHP, mutta käytön aikana syntyy säästöä, koska pienemmän laitteiston hyötysuhde täydellä kuormituksella on huomattavasti parempi kuin suuren osakuormalla [17]. Aurinkosähköjärjestelmien kulut ovat alle 1 kW kokoluokassa noin 5000 €/kW ja tuulivoimalla noin 2000 €/kW [14] [7].

2.3 Mikro-CHP-tuotannosta saatavat hyödyt

Hajautetulla energiantuotannolla on monia etuja verrattuna perinteiseen keskitettyyn energiantuotantoon, etenkin mikro-CHP-laitteistoilla saavutetaan huomattavia etuja verrattuna perinteiseen keskitettyyn sähköjärjestelmään. Keskeisimpiä etuja energian käyttäjän kannalta ovat riippumattomuus sähköverkon toiminnasta sekä ostosähkön kulutuksen lasku [7]. Suuremman mittakaavan hyötyjä ovat primäärienergian kulutuksen väheneminen, hiilidioksidipäästöjen lasku sekä huoltovarmuuden parantuminen [3] [5] [7]. Primäärienergian kulutus vähenee, jos kaikki mikro-CHP-laitteiston tuottama energia pystytään hyödyntämään, koska tällöin laitteistojen kokonaishyötysuhde, noin 95 %, on huomattavasti parempi kuin erillisessä sähkön- ja lämmöntuotannossa [3].

Tavallisesti sähköverkkoon kytketyssä kohteessa CHP-laitteisto mitoitetaan kattamaan rakennuksen normaali lämmönkulutus, jolloin kaikki järjestelmän tuottama energia pystytään hyödyntämään käyttökohteessa ja laitteiston suhteellinen kuormitus on mahdollisimman suuri. Tällöin järjestelmä tuottaa vain osan rakennuksessa sähkönkulutuksesta ja loppu katetaan ostosähköllä. Tällainen järjestelmä takaa rakennusten lämmityksen sekä tärkeimpien sähkölaitteiden toiminnan myös sähkökatkosten aikana, vaikka sähkön muuta käyttöä joudutaankin rajoittamaan. Näin mitoitetulla järjestelmällä saavutetaan eniten kustannussäästöjä, koska se maksimoi laitoksen vuotuisen käyttöajan, jolloin mikro-CHP-investoinnille saadaan paras vuotuinen tuotto. [3] [18]

Sähköverkkoon kytkemättömissä käyttökohteissa CHP-laitteiston pitää pystyä kattamaan koko sähköntarve. Tällöin kaikkea tuotettua lämpöä ei yleensä pystytä hyödyntämään, mikä laskee CHP-laitteiston kokonaishyötysuhdetta. Laitteiston huonommasta hyötysuhteesta huolimatta sillä saavutetaan sähköverkon ulkopuolella suurimmat hyödyt, koska sen kokonaishyötysuhde on ylimääräisestä lämpöhävikistä huolimatta huomattavasti parempi kuin perinteisillä sähkön- ja lämmönerillistuotantomenetelmillä. Diesel-aggregaatin sähköhyötysuhde sekalaisessa käytössä on noin 0,1 ja vedenlämmityspadan hyötysuhde on noin 0,5, jolloin kokonaistuotannon hyötysuhde on 0,17 kun tuotetaan saman verran sähköä ja lämmintä vettä. [19] [20]

Primäärienergian kulutuksen lasku perustuu siihen, että CHP-järjestelmä tuottaa energiaa noin 80-90 % kokonaishyötysuhteella, joka vastaa nykyaikaisen lämmityskattilan hyötysuhdetta [4] [21]. Lisäksi paikallisessa tuotannossa sähkönsiirtohäviöt ovat huomattavasti pienemmät kuin keskitetyssä sähköntuotannossa, jossa ne ovat Suomessa noin 3 % siirretystä sähkötehosta. Tämän vuoksi CHP-tuotannosta aiheutuva lämmityspolttoaineen kulutuksen lisäys vastaa tuotetun sähkön määrää eli käytännössä sähköntuotannon vuoksi

käytettävän lisäpolttoaineen koko energiasisältö pystytään hyödyntämään sähkönä. Saman sähkömäärän tuottamiseen lauhdevoimalaitoksessa, jonka hyötysuhde on 0,35-0,45, kuluttaa noin 2,5 kertaisen energiamäärän. Keskitetyssä CHP-tuotannossakin, jossa kokonaishyötysuhde on noin 0,8, kuluu noin 3-15 % enemmän primäärienergiaa. [22]

Huoltovarmuus parantuu, koska mikro-CHP-tuotanto jakaantuu suurelle alueelle, jolloin yksittäisen sähköverkkovian vaikutus pienenee. Lisäksi hajautettu energiantuotanto jakaa energiantuotantoa eri primäärienergianlähteiden välillä, jolloin ei olla riippuvaisia yksittäisen polttoaineen saatavuudesta. Tämä on tärkeää, koska suomen energiantuotannosta noin 60 % perustuu ulkomailta tuotaviin polttoaineisiin sekä tuontisähköön. [22]

2.4 Mikro-CHP-tuotannon ongelmia

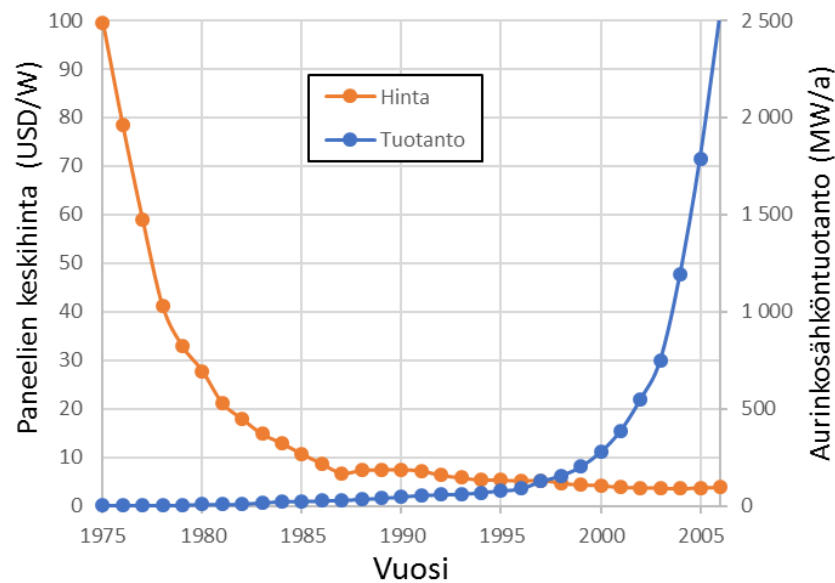
Keskeisimpiä ongelmia mikro-CHP-laitteistojen käytössä ovat energiantarpeen nopea ja suuri vaihtelu, laitteistojen kustannukset sekä lämmön ja sähköntarpeen eriaikaisuus ja tästä aiheutuva kokonaishyötysuhteen lasku. Polttoaineita käytettäessä täytyy myös huomioida käytöstä aiheutuvat päästöt. Sähköverkon ulkopuolisessa käytössä suurin ongelma on kulutuksen epätasainen jakautuminen, jolloin kulutusta voidaan joutua ajoittain rajoittamaan. [3] [2]

Lämmön- ja sähköntuotannon eriaikaisuudesta ja nopeasta energiantarpeen vaihtelusta aiheutuvaa haittaa pystytään tehokkaasti vähentämään käyttämällä riittävän suuria energiavarastoja, akustoja ja lämminvesivaraajia, mutta nämä nostavat väistämättä CHP-laitteiston kokonaishintaa. Sähköverkkoon kytketyissä järjestelmissä CHP-laitteiston toiminta vaatii ainakin lämminvesivaraajan, koska lämpimän veden kulutus vaihtelee merkittävästi vuorokauden eri aikoina ja sähköä ei voida tuottaa tuottamatta samalla myös lämpöä. Sähköverkon ulkopuolisissa järjestelmissä kokonaisuus muuttuu monimutkaisemmaksi ja on pakko käyttää akustoa tasaamaan sähkönkulutusta. Lisäksi on järjestettävä jokin keino hävittää ylimääräistä lämpöä. Tuotettaessa kaikki tarvittava sähköenergia CHP-laitteiston avulla, sen lämmöntuotto ylittää usein merkittävästi lämmönkulutuksen, mikä laskee kokonaishyötysuhdetta. Suomalaisessa omakotitalossa sähkönkulutus on keskimäärin noin 70 % lämmönkulutuksesta, kun mikro-CHP-laitteistoilla sähköntuotto on yleensä 30 - 45 % lämmöntuotosta. [4] [14] [18]

Ilmastollisesta näkökulmasta mikro-CHP-tuotanto on yleensä hyvä asia, mutta biopolttoaineiden käyttö voi aiheuttaa pienhiukkaspäästöjen kasvua. Kun mikro-CHP-tuotannolla korvataan sähkön ja lämmön erillistuotantoa, primäärienergia saadaan hyödynnettyä tehokkaammin, jolloin väistämättä syntyy vähemmän hiilidioksidipäästöjä. Päästövähennyksiä syntyy myös siitä, että mikro-CHP-laitteistot käyttävät pääsääntöisesti uusiutuvia energianlähteitä tai maakaasua, joka tuottaa huomattavasti muita fossiilisia polttoaineita vähemmän hiilidioksidipäästöjä. Biopolttoaineiden käytössä ongelmana on pienempien

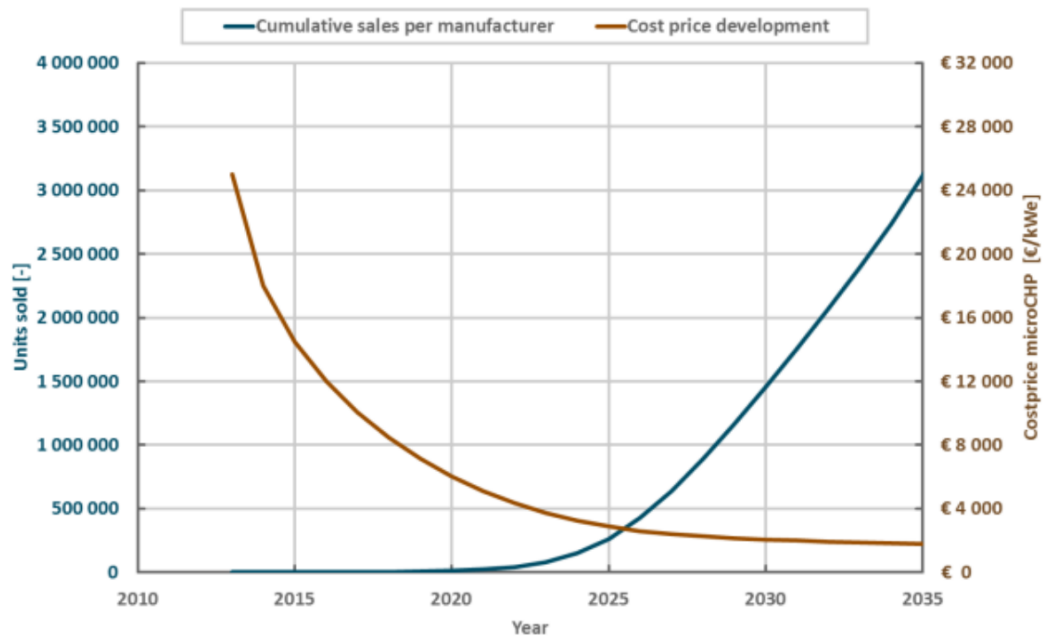
laitteistojen suuret hiukkaspäästöt verrattuna suurempiin voimalaitoksiin etenkin kiinteillä polttoaineilla. Toisaalta pientulisijoissa on tapahtunut viime vuosina nopeaa kehitystä määräysten tiukennuttua. Tämän vuoksi voidaan saavuttaa merkittäviä hiukas- ja hiilidioksidipäästövähennyksiä korvattaessa vanha lämpökattila tai tulisija uudella mikro-CHP-laitteistolla. [5]

Suurimpana esteenä laitteistojen yleistymiselle ovat kustannukset sekä matala sähkön hinta, jotka eivät kannusta hankkimaan laitteita. Japanissa ja saksassa, joissa sähkön hinta on ollut korkeampi, maakaasua paremmin saatavilla ja valtio on tukenut laitteistojen käyttöönottoa, CHP-laitteistot ovat yleistyneet nopeasti [23]. Kustannukset kuitenkin todennäköisesti laskevat nopeasti, jolloin laitteistot yleistyvät, kuten on käynyt muidenkin uusien energiantuotantomuotojen yhteydessä. Esimerkkinä Kuvassa 1 on esitetty aurinkopaneelien hintakehityksen vaikutus aurinkosähkön maailmanlaajuiseen vuosituotantoon.



Kuva 1: Aurinkosähköpaneelien keskimääräinen maailmanmarkkinahinta (USD/W) ja maailman vuotuinen aurinkosähkön tuotanto (MW/a). [24]

Kuvasta nähdään, että kun aurinkopaneelien asentaminen alkoi olla taloudellisesti kannattavaa, niiden asennusmäärä kasvoi hyvin nopeasti. Kuvassa 2 on esitetty eräs arvio mikro-CHP-laitteistojen keskimääräisen hinnan ja asennusmäärien kehityksestä. Se on tehty vuonna 2014 ja ainakin tällä hetkellä se vaikuttaisi pitävän paikkansa, kun verrataan sen vuodelle 2017 ennustamaa hintaa taulukon 1 stirring- ja polttomoottorilaitteistojen keskiarvohintaan, joka on noin 9000 €/kW_{el} vuoden 2017 lopussa.



Kuva 2: Arvio käyttövalmiiden mikro-CHP-laitteistojen hintakehityksestä yksittäisen valmistajan kumulatiivisen valmistusmäärän perusteella [6].

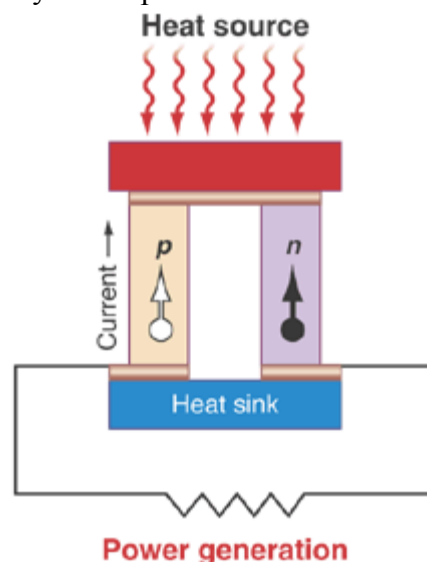
Kuvia 1 ja 2 vertailemalla voidaan olettaa mikro-CHP-laitteistojen hintakehityksen- ja asennuskehityksen olevan vastaavaa, kuin aurinkosähköpaneelilla 1980 ja 1990-luvuilla. Kuvassa 2 esitetyn arvion mukaan halpoihin polttoaineisiin perustuvat mikro-CHP-laitteistot yleistyvät voimakkaasti, jos laitteistojen asennushinta laskee alle 4000 €/kW. Tämä hintataso pitäisi olla saavutettavissa 2020-luvun alkupuolella. Fossiilisiin polttoaineisiin perustuvissa tekniikoissa laitteistojen yleistymistä rajoittavat pääasiassa polttoaineen saatavuus ja -hintaa. Siksi ne ovat yleistyneet voimakkaammin vain Keski-Euroopassa, jossa on yleisesti käytetty talojen lämmitykseen nestemäisiä polttoaineita halvempaa maakaasua, jota on siellä helposti saatavilla. [6]

3. SÄHKÖN TUOTTAMINEN LÄMPÖSÄHKÖISEN ILMIÖN AVULLA

Termosähköisen generaattorin (TEG-elementti) toiminta perustuu lämpösähköiseen Seebeck-ilmiöön, jonka mukaisesti metalli- tai puolijohdekappaleeseen syntyy jännite-ero eri lämpötilassa olevien pään välillä. Ilmiön havaitsi Thomas Johan Seebeck 1820-luvun alussa [25]. Ilmiön fysikaaliseen taustaan ei perehdytä tässä työssä tarkemmin, koska pääasiallisena mielenkiinnon kohteena on olemassa olevien TEG-elementtien hyödyntäminen CHP-tuotannossa ja tutkimuksen tavoitteena on selvittää, voidaanko TEG-elementtien avulla toteuttaa CHP-laitteisto tulisijan savukaasukanavaan sekä se, miten lämmönsiirtopinnat tulisi mitoittaa, ettei TEG-elementtien toimintalämpötila ylitä, mutta lämpötilaero pysy riittävänä sähköntuottamiseksi.

3.1 Termosähköisen generaattorin toimintaperiaate

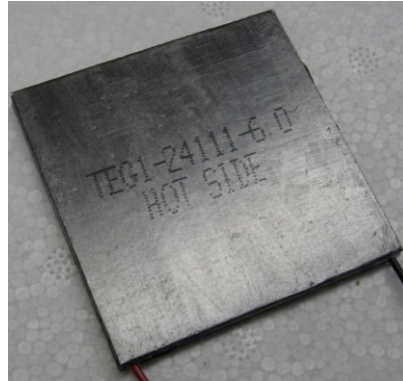
TEG-elementin toimintaperiaate selviää kuvasta 3, jossa on esitetty elementin yksittäinen puolijohdepari. Siinä elementin yläpuolella on lämmönlähde (heat source), josta lämpö siirtyy elementin läpi alemmassa lämpötilassa olevaan lämpönieluun (heat sink). Elementin lämmönlähteeseen kytkettävää puolta kutsutaan yleisesti kuumaksi puoleksi ja lämpönielun puolta vastaavaksi kylmäksi puoleksi.



Kuva 3: Periaatekuva TEG-elementin toiminnasta [26].

Erityyppisiin puolijohdeisiin syntyy lämpötilaeron vaikutuksesta erilainen jännite-ero kuuman- ja kylmän puolen välille, jolloin kylmien pään välille muodostuu jännite-ero. [25]

TEG-elementit muodostuvat useista puolijohdepareista, koska yksittäisen parin tuottama jännite-ero on hyvin pieni. Johdeparien tarkoituksenmukaisilla sarjaan- ja rinnankytkennöillä elementtien jännite ja tehoaluetta saadaan muokattua tarpeen mukaiseksi. Kuvassa 4 on yksi kaupallinen TEG-elementti, jolla saavutetaan parhaimmillaan 8,8 V jänniteerolla 17,6 W maksimiteho 270 °C lämpötilaerolla kuuman ja kylmän puolen välillä, kuuman puolen ollessa 320 °C lämpötilassa. elementin koko on 56x56x5 mm.



Kuva 4: Kaupallinen TEG-elementti, jonka nimellisteho on 18 W [27].

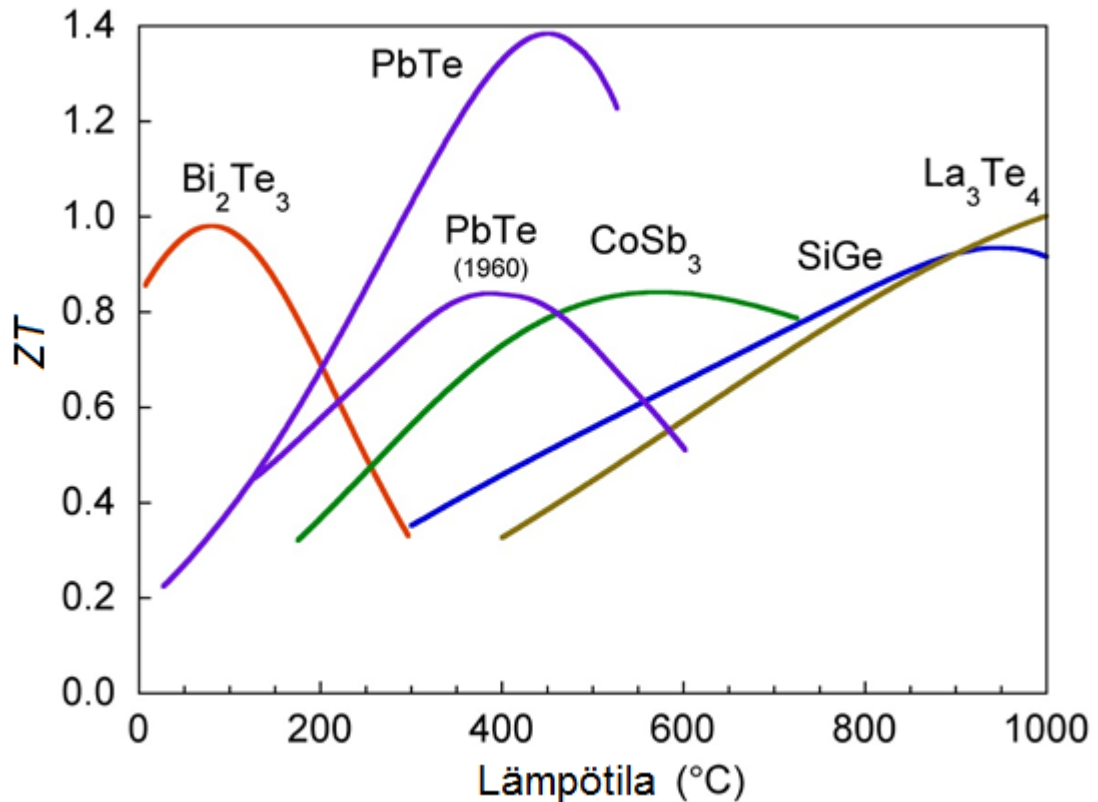
Kuvan elementti perustuu vismuttitteluridi-puolijohteeseen (BiTe). Käytännössä kaikki yleisesti saatavilla olevat TEG-elementit ovat ulkonäöltään toisiaan vastaavia ja vain elementtien koko vaihtelee. Yleensä tehokkaammat elementit ovat ulkomitoiltaan pienitehoisia suurempia, koska suuremman tehon saavuttamiseksi joudutaan yleensä käyttämään useampaa puolijohdeparia. Tehokkaammilla puolijohdemateriaaleilla tosin saadaan pinta-alaa kohti enemmän sähkötehoa, kuin huonommilla, jolloin tämä koko-oletus ei aina päde. [27]

3.2 Erilaiset TEG-elementit

Tärkeimmät ominaisuudet TEG-elementin käytön kannalta ovat elementille sopiva käyttölämpötila-alue sekä sähköntuotannon hyötysuhde halutulla lämpötila-alueella. Termosähköisten materiaalien soveltuvuutta käyttötarkoitukseen voidaan arvioida yhdisteiden lämmönkeston lisäksi niiden hyvyysluvun ZT avulla, joka kuvaa lämpösähköisen ilmiön voimakkuutta kyseisessä materiaalissa. Sen suuruus riippuu materiaalista ja materiaalin lämpötilasta. TEG-elementin teoreettinen hyötysuhde saadaan laskettua yhtälön 1 mukaisesti,

$$\eta = \frac{T_h - T_c}{T_h} * \frac{\sqrt{1 + ZT_{av}} - 1}{\sqrt{1 + ZT_{av}} + T_c/T_h}, \quad (1)$$

jossa T_h ja T_c ovat kuuman ja kylmänpuolen lämpötilat ja ZT_{av} on materiaalin hyvyysluku TEG-elementin keskilämpötilassa. Kuvassa 5 on esitetty eräiden tunnettujen n-tyypin puolijohdeiden ZT :n arvoja lämpötilan funktiona. Kuvaa tulkittaessa täytyy muistaa, että todellisten TEG-elementtien hyötysuhde on aina laskennallista arvoa huonompi erilaisten häviöiden, epäpuhtauksien ja elementin epäideaalisen rakenteen sekä kuormituksen takia.



Kuva 5: Eri materiaalien ZT :n arvoja lämpötilan funktiona [28].

Kuvasta 5 nähdään hyvin, että pienissä lämpötiloissa vismuttiteelluridi (BiTe) on tässä esitetyistä materiaaleista selkeästi tehokkain materiaali TEG-elementin valmistuksessa. Siirryttäessä yli $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ lämpötiloihin lyijyteelluridi (PbTe) pohjainen TEG-elementti toimii huomattavasti BiTe -elementtiä paremmin. Yli $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ lämpötiloissa on saatavilla useita materiaaleja, joiden suorituskyyvyt ovat hyvin lähellä toisiaan. Kuvasta käy myös suuntaantavasti ilmi materiaalien lämmönkesto.

3.2.1 Saatavilla olevien TEG-elementtien ominaisuudet

Kaupallisesti saatavilla on useisiin eri puolijohteisiin perustuvia TEG-elementtejä. Yleisimpiä ja halvimpia ovat BiTe -elementit sekä BiTe - ja PbTe -puolijohteita yhdistävät elementit. Nyt tarkasteltavan kohteen, pientulisijan savukaasuvirtauksen, lämpötilan perusteella voidaan rajata järkevät elementtityypit hyvin pieneksi. Aiemmin mainittujen BiTe - ja PbTe -puolijohteiden lisäksi potentiaalisia vaihtoehtoja ovat TAGS- ja PbSnTe -puolijohteet. TAGS valmistetaan telluurista, antimonista, germaniumista ja hopeasta ja PbSnTe lyijystä, tinasta ja telluurista. Suomessa toteutetuissa kokeellisissa tutkimuksissa [29] [30] on todettu, että kiukaiden savukaasujen lämpötila normaalissa käytössä lämmityksen aikana on keskimäärin $470\text{--}550\text{ }^{\circ}\text{C}$ maksimilämpötilan ollessa $530\text{--}660\text{ }^{\circ}\text{C}$. Koska lämmön siirto savukaasuvirtauksesta TEG-elementin pintaan on rajallista, mutta kylmältä puolelta lämpö siirtyy tehokkaasti vesisäiliöön, elementin pinta jää aina jonkin verran

savukaasun lämpötilaa viileämmäksi. Taulukossa 2 on esitelty saatavilla olevia TEG-elementtejä, jotka toimivat hyvin arvioidulla lämpötila-alueella. Taulukon hinnat ovat vuoden 2017 kuluttajahintoja Pohjois-Amerikassa muutettuna euroiksi [27] [31], koska Euroopan hintatietoja ei ole saatavilla pienistä myyntimääristä johtuen.

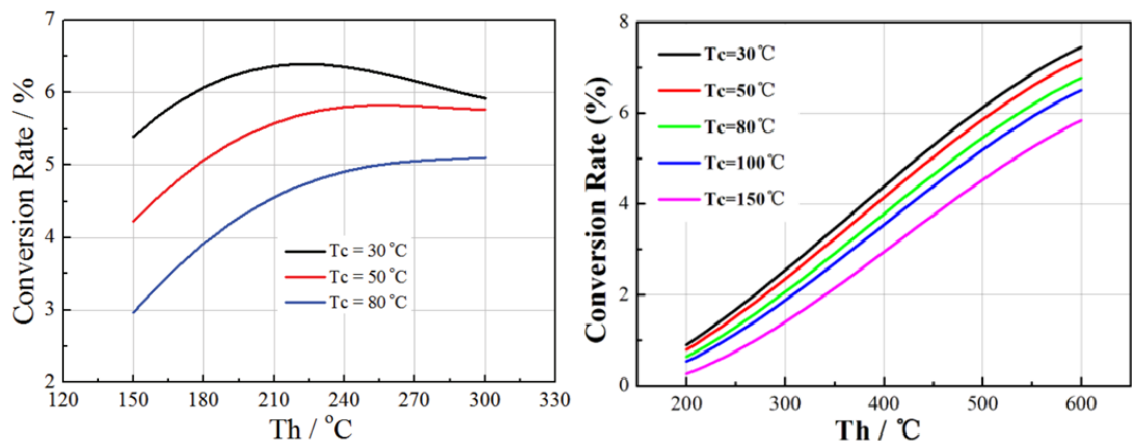
Taulukko 2: Erilaisten TEG-elementtien ominaisuuksia. [27].

	Optimi T_h °C	Maksimi T_h °C	Maksimi η_{el} %	Hinta €/W
BiTe	200-300	320-350	6,2	2-3
BiTe/PbTe	200-360	360	6,5	2,5-3
PbSnTe	350-600	500	7	8-10
PbTe/TAGS	400-600	600	12	140-500

Elementtityyppejä vertailtaessa tulee huomioida myös sähköntuotannon hyötysuhteen riippuvuus kylmän- ja kuumanpuolen lämpötiloista. Kuvassa 6 on vasemmassa reunassa 22 watin BiTe-elementin ja oikealla 22 watin PbSnTe-elementin sähköntuoton suhde elementistä poistuvaan lämpötehoon $P_{th,out}$ kuumanpuolen lämpötilan T_h funktiona eri kylmänpuolen lämpötiloilla T_c . TEG-elementeille sähköntuottosuhdetta η_{el} merkitään usein

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_{th,out}}, \quad (2)$$

jossa sähköntuottosuhte on sähkövirran suhde kylmälle puolelle siirtyvään lämpötehoon. Tämä johtaa hieman elementin todellista hyötysuhdetta suurempiin arvoihin. Hyötysuhdetta laskettaessa pitää $P_{th,out}$ korvata elementtiin tulevalla lämpöteholla $P_{th,in}$.



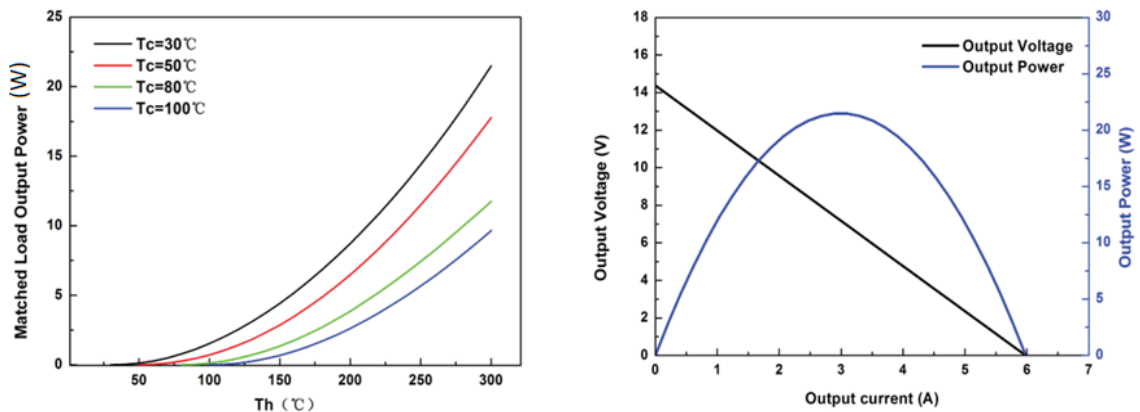
Kuva 6: BiTe- ja PbSnTe-TEG-elementtien η_{el} esitettynä T_h ja T_c funktiona [32] [33].

Kuvista käy hyvin ilmi se, miksi oikean materiaalin valinta on erittäin tärkeää TEG-elementtejä käytettäessä. Materiaalia valittaessa on huomioitava toimintapisteen sähköntuottosuhteen lisäksi TEG-elementin lämmönkesto eri käyttötilanteissa. Jos oletetaan kuuman puolen lämpötilaksi 300 °C, PbSnTe-elementti soveltuu kohteeseen käyttölämpötila-alueen puolesta, mutta käytettäessä huomattavasti halvempaa BiTe-elementtiä tuotetaan lähes kolminkertainen määrä sähköenergiaa samalla lämpövirralla. Toisaalta

PbSnTe-elementtiä käytettäessä lämpötila saa nousta huoletta yli tämän lämpötilan, kun taas BiTe-elementeille hetkellinenkin lämpötilamaksimi on yleensä luokkaa 350-400 °C [31].

3.3 Saatava teho

Yksittäisen TEG-elementin P_{el} kasvaa voimakkaasti lämpötilaeron kasvaessa. Lisäksi elementistä saatavaan tehoon vaikuttaa voimakkaasti kuormitusjännitteen V_{out} (output voltage) taso, jos käytettävä jännite poikkeaa merkittävästi optimaalisesta kuormitusjännitteestä V_{opt} , jolla elementti antaa suurimman mahdollisen tehon kyseisessä toimintapisteessä. Koska V_{opt} muuttuu lämpötilojen muuttuessa, täytyy kuorman vastuksen muuttua lämpötilatasojen muuttuessa, jotta sähköntuotannon hyötysuhde pysyy hyvänä. Kuvassa 7 on esitetty 22 W BiTe-elementistä saatava maksimiteho lämpötilojen funktiona, kun elementtiä kuormitetaan optimaalisesti. Siitä nähdään myös elementistä saatavan tehon ja jännitteen riippuvuus elementin läpi kulkevasta virrasta, kun T_h on 300 °C ja T_c on 30 °C.



Kuva 7: 22 W BiTe-elementin maksimi P_{el} esitettynä T_h ja T_c funktiona sekä P_{el} ja V_{out} riippuvuus elementin läpi kulkevasta virrasta [32].

Vakio lämpötilaerossa toimivan elementin, jota kuormitetaan maksimitehopisteessä, sähköteho saadaan laskettua, kun sähköntuottosuhteesta (kaava 2) ratkaistaan P_{el} . Elementtiin tuleva lämpöenergia saadaan laskemalla sähkö- ja lämpötehot yhteen. Tästä saadaan, että sähköteho elementtiin tulevan lämpötehon avulla on

$$P_{el} = \frac{P_{th,in}}{1+1/\eta_{el}}. \quad (3)$$

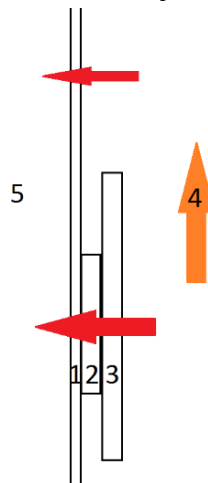
Kuorman vastusta pystytään harvoin suoraan muuttamaan optimaalisen jännitetason saavuttamiseksi. Tämän vuoksi TEG-elementtien ja kuorman välissä on yleensä käytettävä lataussäädintä ja akkua aivan kuten aurinkopaneelijärjestelmissäkin, joka muuttaa elementeistä saatavan jännitteen akun latausjännitteen tasolle. Sähkölaitteet käyttävät akun energiaa ja niille näkyy akun napajännite, joka pysyy likimain samana akun varaustasosta riippumatta. [34] [35]

Yhdistämällä samanlaisia TEG-elementtejä niin, saadaan järjestelmän tuottamaa tehoa nostettua. Elementtien optimaalisen kuormituksen takaamiseksi tulisi näiden elementtien T_h ja T_c olla samat. Sarjaan kytkemällä saadaan aikaan korkeampi jännitetaso. Tämä on tarpeen, jos halutaan käyttää halvempia aurinkopaneeleille tarkoitettuja lataussäätimiä, jotka vaativat akkujännitettä suuremman tulojännitteen [34] [35]. Saatavilla on myös TEG-elementeille tarkoitettuja lataussäätimiä, jotka pystyvät hyödyntämään myös akun napajännitettä matalampia jännitteitä akun lataamisessa [27]. Tällöin sarjaan kytkentä ei välttämättä ole tarpeen. Yksittäisestä lämmönlähteestä, kuten kiukaasta, saatavaa sähkötehoa voidaan nostaa, kun käytetään eri lämpötila-alueilla erilaisia TEG-elementtejä. Tällöin jokainen elementti toimii optimaalisella lämpötila-alueella ja pystytään hyödyntämään sekä kuumempia että viileämpiä kuumanpuolen lämpötiloja.

3.4 Tutkittava sovelluskohde

Tässä työssä tarkastellaan hyvin yksinkertaista mikro-CHP-laitteistoa, joka voitaisiin sijoittaa olemassa olevan tulisijan savukaasukanavaan ja joka tuottaisi tulisijan savukaasujen mukana poistuvaa lämpöä käyttäen sähköä ja lämmintä vettä. Laitteisto muodostuu vesisäiliöstä, jonka läpi savukaasukanava kulkee. Tähän savukaasukanavaan sijoitetaan tarpeellinen määrä TEG-elementtejä, jotka varustetaan tarpeenmukaisilla lämmönkeruupinnoilla. Näiden lämmönkeruupintojen mitoitus sopivaksi on yksi tämän työn pää tutkimuskohteista.

Kuvassa 8 esitetään periaatekuva tarkasteltavasta rakenteesta. Siinä on kuvattuna savukaasukanavan ja vesisäiliön välinen seinämä. Tarkasteltava savukaasukanava on poikkileikkaukseltaan nelikulmainen ja muodostuu neljästä identtisestä seinämästä.



Kuva 8: Vesisäiliön on savukaasuvirtauksen välisen seinämän rakenne. Rakenteen osat: 1 on vesisäiliön seinämä, 2 TEG-elementti, 3 Lämmönkeruupinta. Lämpövirta (6) siirtyy kuumasta savukaasuvirtauksesta (4) lämmitettävään veteen (5).

TEG-elementin kylmä puoli kiinnitetään kuvan 8 mukaisesti vesisäiliön seinämään ja lämmönkeruupinta kiinnitetään TEG-elementin kuumalle puolelle. Savukaasukanava

muodostuu TEG-elementtien kohdalla lämmönkeruupinnoista ja elementtien jälkeen savukaasukanava rajautuu suoraan vesisäiliön seinämään.

TEG-elementin molemmilla pinnoilla on käytettävä jotain liitoksen lämmönjohtavuutta parantavaa ainetta, kuten grafiittilevyä tai lämpötahnaa, joilla saadaan hyvä kontakti materiaalien välille. Tämä on erittäin tärkeää, koska pinnat eivät koskaan ole täysin sileitä ja ilman lämmön johtavuus on erittäin huono, 100 °C lämpötilassa 0,03 W/mK [36]. Tietokonekäyttöön tarkoitetuilla lämpötahnoilla se on luokkaa 10 W/mK [37] ja grafiittilevyillä jopa 700 - 1950 W/mK [38].

Lämpö siirtyy kaasuvirtauksesta virtauskanavan seinämään säteilyn ja konvektion avulla. Lisäksi laitteiston kokonaislämmönsiirtoa tutkittaessa tulee kiinnittää huomiota myös lämmön siirtymiseen eri rakenneosien läpi sekä lämmön siirtoon vesisäiliön kuuman seinämän ja veden välillä. Koska näiden kaikkien lämmönsiirron osien tehokkuudet vaikuttavat toisiinsa, johtaa tämä varsin hankalaan yhtälöryhmään. Vaikka joidenkin lämmönsiirron osa-alueiden ratkaisemiseen käytetään hieman yksinkertaistettuja malleja, vaatii kokonaislämmönsiirron ratkaiseminen iteroinnin käyttöä.

4. LÄMMÖN SIIRTYMINEN KAASUVIRTAUKSESTA VETEEN

Kaasuvirtauksesta siirtyvä kokonaislämpövirta saadaan laskettua yksinkertaisesti kaavan 4 mukaan, jos tiedetään virtauksen sisään ja ulosvirtausten keskimääräiset lämpötilat, T_{in} ja T_{out} .

$$\dot{Q}_{sk} = \dot{m}_{sk} c_p (T_{in} - T_{out}), \quad (4)$$

jossa \dot{m}_{sk} ja c_p ovat savukaasun massavirta ja ominaislämpökapasiteetti. Lämmönsiirron mallintamisen tuloksia, jotka saadaan seuraavan kappaleen 4.1 yhtälöiden avulla, voitaisiin periaatteessa arvioida kokeellisesti tämän yhtälön perusteella, koska

$$\dot{Q}_{sk} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{rg}, \quad (5)$$

eli savukaasusta saatava lämpövirta on täsmälleen yhtä suuri, kuin konvektiivisen- ja säteilylämmönsiirron lämpövirrat, \dot{Q}_c ja \dot{Q}_r , yhteensä. Tässä tapauksessa tätä tarkastelua ei voida toteuttaa, koska laitteistoa tarkastellaan vain teoreettisesti, joten todellinen T_{out} laitteiston jälkeen ei ole tiedossa. [36]

Tässä työssä keskitytään pääasiassa lämmönsiirtoon kuumasta virtauksesta lämmönkeräinpinnan ja termoelementin läpi lämmitettävään veteen. Lisäksi tarkastellaan lämmönsiirtoa suoraan seinämän läpi. Tämä on tarpeen haluttaessa nostaa lämmöntalteenoton hyötysuhdetta, koska näin voidaan hyödyntää myös termoelementeille liian matalia savukaasun lämpötiloja. Kappaleessa 3.4 kuvassa 8 on esitetty periaatekuva tutkittavasta rakenteesta.

4.1 Konvektiivinen lämmönsiirto kaasuvirtauksesta

Konvektiivisen lämmönsiirron tehokkuuteen kaasuvirtauksesta vaikuttaa voimakkaasti kaasun nopeus, koska laminaarisen ja turbulenttisen virtauksen lämmönsiirron tehokkuudessa on suuri ero. Lisäksi konvektion tehokkuuteen vaikuttaa kaasun lämpötila, koska kaasun aineominaisuudet muuttuvat merkittävästi lämpötilan muuttuessa. Putkivirtausten laskennassa voidaan käyttää aineominaisuuksia referenssilämpötilassa

$$T_{ref} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}, \quad (6)$$

jossa T_{in} ja T_{out} ovat sisään- ja ulosvirtausten keskimääräiset lämpötilat [36].

Savukaasun viskositeettia μ ja lämmönjohtavuutta k ei voida laskea suoraan kaasukomponenttien, happi, typpi, hiilidioksidi ja vesihöyry, painotettuna summana, koska kaaseoksen komponenttien tiheys on eri ja lisäksi ne vaikuttavat myös toisiinsa. Kaaseoksen μ ja k voidaan arvioida yhtälöiden 7 - 10 avulla. [39] [40] [41]

$$\mu = \sum_{i=1}^n \mu_i \left(1 + \sum_{j=1, j \neq i}^n \phi_{ij} \frac{X_j}{X_i} \right)^{-1}, \quad (7)$$

$$\phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right)^{-\frac{1}{2}} \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2, \quad (8)$$

$$k = \sum_{i=1}^n k_i \left(1 + \sum_{j=1, j \neq i}^n G_{ij} \frac{X_j}{X_i} \right)^{-1}, \quad (9)$$

$$G_{ij} = \frac{1,065}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right)^{-\frac{1}{2}} \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2. \quad (10)$$

Yhtälöissä M ja X ovat eri kaasujen moolimassat ja mooliosuudet seoksessa. Indeksit i ja j kuvaavat seoksen eri kaasuja ja n on seoksen muodostavien kaasujen lukumäärä.

Virtauksen tyyppi saadaan selville Reynoldsin luvun Re avulla, joka saadaan yhtälöstä 11. Virtaus voidaan olettaa yleensä laminaariseksi, kun $Re < 2300$. Vastaavasti se voidaan olettaa turbulenttiseksi, kun $Re > 2300$. Tämä virtaustyyppin muutoskohta riippuu kuitenkin aina olosuhteista ja voi poiketa tästä arvosta, mikä on huomioitava laskennan tuloksia arvioitaessa. [36] [42]

$$Re = \frac{\rho V D_H}{\mu}, \quad (11)$$

jossa ρ on virtausaineen tiheys, V keskimääräinen nopeus, μ dynaaminen viskositeetti ja

$$D_H = 4A_c/p_c, \quad (12)$$

jossa A_c on virtauskanavan poikkipinta-ala ja p_c on A_c :n piiri [36].

Virtauksesta konvektiolla siirtyvä lämpövirta \dot{Q}_c saadaan laskettua yhtälöllä 13:

$$\dot{Q}_c = \overline{h}_c A (T_{ref} - T_s), \quad (13)$$

jossa \overline{h}_c on keskimääräinen konvektiivinen lämmönsiirtokerroin, ja A ja T_s ovat virtauskanavan seinämän pinta-ala ja sen lämpötila [36].

$$\overline{h}_c = \frac{k \overline{Nu}}{D_H}, \quad (14)$$

jossa \overline{Nu} on hydraulisen halkaisijan avulla määritetty keskimääräinen Nusseltin luku ja k virtausaineen lämmönjohtavuus [36].

Laminaariselle jäähtyvälle virtaukselle lyhyessä kanavassa, jolle T_s on vakio,

$$\overline{Nu}_{lam} = 3,66 + \frac{0,65(D_h/L)RePr}{1+0,04(RePrD_h/L)^{2/3}}, \quad Re \leq 2300 \quad (15)$$

jossa L ja Pr ovat virtauskanavan pituus ja virtausaineen Prandtin luku.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}, \quad (16)$$

jossa c_p on virtausaineen ominaislämpökapasiteetti. [36]

Turbulentille virtaukselle \overline{Nu} voidaan määrittää laskemalla olosuhteiltaan vastaavan täysin kehittyneen virtauksen Nusseltin luku \overline{Nu}_∞ , jota korjataan sisääntulon vaikutuksen huomioivalla, taulukon 3 mukaisella, korjauskertoimella K yhtälön 17 mukaisesti,

$$\overline{Nu}_{turb} = K\overline{Nu}_\infty. \quad (17)$$

Turbulentille virtaukselle, jolle $T_s < T_e$, \overline{Nu}_∞ voidaan laskea yhtälön 18 avulla [36].

$$\overline{Nu}_\infty = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7*(Pr^{2/3}-1)\sqrt{f/8}}, \quad 3000 < Re < 10^6 \quad (18)$$

jossa f on kitkakerroin, joka on määritetty:

$$f = (0,790 * \ln(Re) - 1,64)^{-2}. \quad (19)$$

Tässä työssä oletetaan tarkasteltavan virtauskanavan liittyvän kiukaaseen T-liitoksella, jossa kaksi vastakkaisiin suuntiin virtaavaa savukaasuvirtausta kohtaavat savukaasukanavan juuressa. Tämä on hyvin yleinen rakenneratkaisu suomalaisissa kiukaissa [43] [44]. Virtauksen sisääntulon korjauskertoimelle K löytyy kirjallisuudesta taulukkoarvoja eri virtauskanavan pituuden L ja D_H suhteille, joista T-liitoksen arvot esitetään taulukossa 3.

Taulukko 3: T-liitoksen jälkeisen kanavan lämmönsiirtokertoimen muuttuminen virtauskanavan alussa. [36]

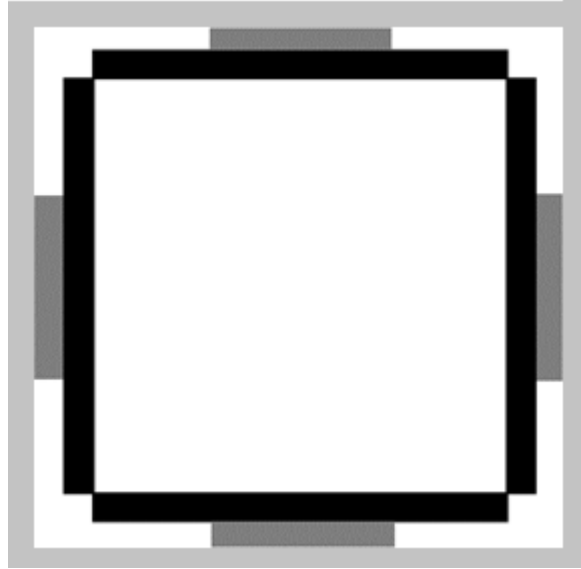
L/D_H	2	4	6	8	10	20	40	80	160	320
K	1,77	1,56	1,44	1,36	1,31	1,19	1,10	1,06	1,03	1,01

Taulukosta nähdään, että putken alussa \overline{Nu} on lähes kaksi kertaa suurempi kuin pitkän putken \overline{Nu}_∞ , joten sisääntulon vaikutus on otettava huomioon.

4.1.1 Lämmönsiirto lämmönkeräinlevyyn

Koska sähköntuotanto vaatii useiden TEG-elementtien käyttöä, voidaan olettaa virtauskanavaan sijoitettavan useita identtisiä TEG-elementtejä samalle etäisyydelle tulipesästä. Jotta ne kaikki voivat toimia optimaalisesti, ne on sijoitettava symmetrisesti ja varustet-

tava identtisillä lämmönkeräinlevyillä. Levyt muodostavat virtauskanavan, joka on tasasiivuinen säännöllinen monikulmio. Kuvassa 9 on esitetty kanavan poikkileikkaus, jonka seinämät muodostuvat neljästä lämmönkeräinlevystä.



Kuva 9: Lämmönkeräinlevyjen muodostama virtauskanava ylhäältä kuvattuna. Savukaasukanava muodostuu mustalla kuvatuista lämmönkeräinlevyistä, vesisäiliön seinämä on kuvattu harmaana ja TEG-elementit sijaitsevat näiden välissä.

Konvektiivinen lämmönsiirto virtauksesta TEG-elementin päälle asennettuun lämmönkeräinlevyyn voidaan laskea kappaleen 4.1 yhtälöiden avulla. Tällöin tulee huomioida, että T_s lämmönkeräinlevyn lämpövastuksen vuoksi suurempi kuin TEG-elementin kuumman pinnan lämpötila $T_{teg,max}$.

Lämmönsiirtolevyn pinta-alan A_{hs} ollessa suurempi kuin TEG-elementin pinta-ala A_{teg} , lämpötilaeroa $T_s - T_{teg,max}$ ei voida laskea kappaleessa 4.3 esiteltävän yhtälön 42 avulla [36]. T_s on levyn keskellä reunoja korkeampi, koska lämpövastus TEG-elementin pinnasta lämmönsiirtolevyn pintaan muuttuu ollen pienin elementin kohdalla ja suurimmillaan levyn reunoilla. Lämmönkeräinlevyn keskimääräisen pintalämpötilan \bar{T}_s ja $T_{teg,max}$ erotusta voidaan Lee *et al.* kehittämän mallin [45] mukaan arvioida yhtälön

$$\bar{T}_s - T_{teg,max} = \frac{\dot{Q}}{k_{hs}\sqrt{A_{teg}}} * \left[\psi + \frac{\varepsilon\tau}{\sqrt{\pi}} \right] \quad (20)$$

avulla, jossa

$$\psi = \frac{(1-\varepsilon)^{3/2}}{2} * \frac{\tanh(C\tau) + C/Bi}{1 + C/Bi * \tanh(C\tau)}. \quad (21)$$

Mallin yhtälöissä 20 ja 21 C on kokeellisesti määritetty kerroin yhtälön 22 mukaan, k_{hs} lämmönkeräimen lämmönjohtavuus, Bi on yhtälön 25 mukainen Biotin luku. ja ε ja τ ovat dimensiottomiksi muutetut kappaleiden välinen kosketuspinta ja levyn paksuus yhtälöiden 23 ja 24 mukaisesti.

$$C = \pi + \frac{1}{\varepsilon\sqrt{\pi}}, \quad (22)$$

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{A_{teg}}{A_{hs}}}, \quad (23)$$

$$\tau = x_{hs} \sqrt{\frac{\pi}{A_{hs}}}, \quad (24)$$

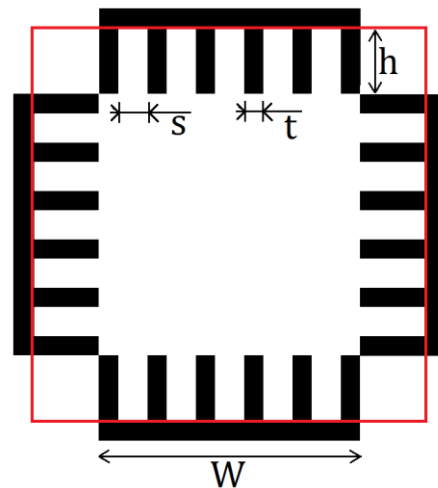
jossa A_{hs} ja x_{hs} ovat lämmönkeräimen pinta-ala ja paksuus.

$$Bi = \frac{\bar{h}_c}{k_{hs}} \sqrt{\frac{A_{hs}}{\pi}}, \quad (25)$$

jossa neliöjuurilauseketta kutsutaan lämmönsiirtolevyn karakteristiseksi mitaksi. [45]

4.1.2 Lämmönsiirto ripalevyyn

Toisena TEG-elementin lämmönkeräinvaihtoehtona tässä työssä tarkastellaan ripalevyä, jossa on virtauksen suuntaisia levyripoja. Ripalevyjä nimitetään usein jäähdytyssiileiksi (heat sink), mutta termi ei sovi kovin hyvin tähän tapaukseen. Ripalevyillä varustetun kanavan poikkileikkaus on esitetty kuvassa 10, jossa on esitettyinä ripojen oleelliset mitat. Punainen neliö kuvaa virtauskanavan muotoa ennen ripoja ja niiden jälkeen. Kuvassa on vain ripalevyt, TEG-elementit ja vesisäiliö sijoittuvat niiden ulkopuolelle kuten kuvan 9 lämmönkeräinlevyjen tapauksessa.



Kuva 10: Ripalevyjen sijoittuminen virtauskanavassa. Kuvassa s , t ja h ovat ripojen väli, paksuus ja korkeus ja W on rivaston leveys.

Ripalevyyn konvektiolla siirtyvä lämpövirta \dot{Q}_{cf} saadaan laskettua yhtälön 26 avulla ja ripojen päiden kautta siirtyvä lämpö voidaan yleensä jättää huomiotta [36].

$$\dot{Q}_{cf} = \eta_{hs} \bar{h}_{cf} L_{hs} (2nH_f + W_{hs} - nt_f)(T_e - \bar{T}_s), \quad (26)$$

jossa η_{hs} on ripalevyn hyötysuhde, $\overline{h_{cf}}$ on keskimääräinen konvektiivinen lämmönsiirto-kerroin. n , H_f ja t_f ovat ripojen lukumäärä, korkeus ja paksuus. L_{hs} ja W_{hs} ovat ripalevyn pituus ja leveys. T_s on Kappaleessa 4.1.1 esiteltujen yhtälöiden 20 - 25 mukaan laskettu pohjalevyn keskimääräinen pintalämpötila, kun yhtälöihin sijoitetaan ripalevyn arvot, sekä $\overline{h_c} = \eta_{hs} * \overline{h_{cf}}$.

Ripalevyn hyötysuhde η_{hs} saadaan määritettyä seuraavasti:

$$\eta_{hs} = 1 - \frac{2nH_f(1-\eta_f)}{2nH_f + W_{hs} - nt_f}, \quad (27)$$

jossa yksittäisen rivan hyötysuhde η_f on seuraavien yhtälöiden 28 ja 29 mukaisesti:

$$\eta_f = \frac{\tanh \beta H_f}{\beta H_f}, \quad (28)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2\overline{h_{cf}}}{k_{hs}t_f}}. \quad (29)$$

Ripalevyn konvektiivinen lämmönsiirtokerroin h_{cf} saadaan laskettua kappaleessa 4.1 esitettyjen yhtälöiden avulla, kun yhtälöissä esiintyvät putkivirtauksen arvot korvataan yhtälöiden 30 - 32 mukaisilla ripaväliä koskevilla arvoilla. [36]

Ripavälin Reynoldsin luvun Re_f ratkaisemiseksi Yhtälöstä 11 tarvitaan virtauksen keskimääräinen nopeus ripojen välissä V_f sekä ripojen välin hydraulinen halkaisija D_{Hf} . Hosain *et al.* tutkimuksen [46] mukaan V_f voidaan laskea yhtälön 30 avulla.

$$V_f = V \left(\frac{s_f + t_f}{s_f} \right) \left[1 - \left(\frac{L_{hs}A_b}{Re D_H H_f s_f} \right)^{0,125} \right], \quad (30)$$

jossa s_f on ripaväli, A_b vapaan virtauskanavan pinta-ala ja V , Re ja D_H ovat luvun 4.1 mukaiset arvot virtaukselle ennen ripoja. Kuvan 10 mukaiselle kanavalle A_b saadaan, kun koko kanavan poikkipinta-ala jaetaan neljällä ja siitä vähennetään rivaston poikkipinta-ala:

$$A_b = \frac{(W_{hs} + 2H_f)^2}{4} - W_{hs}H_f. \quad (31)$$

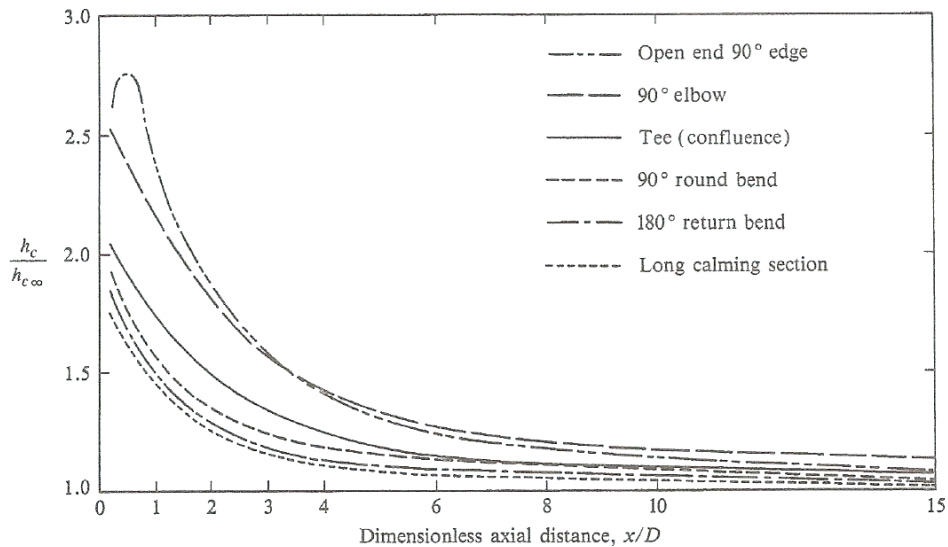
Ripavälille, jossa yksi reuna on avoin, D_{hf} on määritelty seuraavasti:

$$D_{hf} = \frac{4H_f s_f}{2H_f + s_f}. \quad (32)$$

Tätä yhtälöä voidaan käyttää, kun ripavälin leveys on pienempi kuin rivan korkeus. [36]

4.1.3 Lämmönsiirto lämmönkeruulevyjen jälkeen.

Lämmön siirtymistä suoraan kaasuvirtauksesta savukaasukanavan pintaan voidaan arvioida turbulentille putkivirtaukselle tarkoitettujen korrelaatioiden avulla, jotka esiteltiin kappaleessa 4.1. Hyvien tulosten varmistamiseksi tulee sisääntulon lämpötilana käyttää savukaasun lämpötilaa TEG-elementtien lämmönkeruupintojen jälkeen, koska savukaasuvirtauksen lämpötila laskee huomattavasti sen kulkiessa lämmönkeruupintojen ohi. Kuvassa 11 on esitettyä putkivirtauksen alkuosan lämmönsiirtokerroin h_c suhteessa erittäin pitkän vastaavan muotoisen kanavan lämmönsiirtokertoimeen $h_{c\infty}$.



Kuva 11: Putkivirtauksen sisääntulon geometrian vaikutus lämmönsiirtokertoimeen putken alussa [36].

Kuvasta 11 nähdään, että sisääntulon korjauskerrointa lämmönkeruupintojen jälkeiselle savukaasukanavan osuudelle on tarpeen muuttaa, koska lämmönsiirto aivan kanavan alussa on merkittävästi tehokkaampaa kuin pidemmällä kanavassa. Lisäksi huomataan, että kanavan sisääntulon geometrialla on suuri merkitys lämmönsiirron tehokkuuteen kanavan alussa. TEG-elementtien jälkeisen kanavan korjauskerroin K_{end} voidaan arvioida yhtälön 33 avulla, jos D on vakio.

$$K_{end} = \frac{L_{tot}K_{tot} - L_{hs}K_{hs}}{L_{tot} - L_{hs}}, \quad (33)$$

missä L_{tot} ja K_{tot} ovat kanavan kokonaispituus ja sitä vastaava korjauskerroin ja L_{hs} ja K_{hs} vastaavat arvot TEG-elementtien lämmönsiirtopintojen muodostamalle kanavan alkuosalle.

Yhtälö 33 on johdettu käyttämällä määrättyjen integraalien laskusääntöä, yhtälö 35, yhtälöön 36 jolla voidaan laskea minkä tahansa funktion keskiarvo integraalin avulla [47]. Koska K on jatkuvan funktion $f(x/D)$ keskiarvo välillä $0 < x/D < L/D$, voidaan sitä tarkastella integraalien avulla. K saadaan laskemalla keskiarvo yhtälöstä 34:

$$f(x/D) = \frac{h_c(x/D)}{h_{c\infty}(D)}, \quad (34)$$

jossa h_c on x/D :n funktio ja $h_{c\infty}$ on D :stä ja virtauksen ominaisuuksista riippuva vakio.

Tämän tapauksen kannalta oleellinen muoto integraalien yhteenlaskusta on yhtälön 35 muoto, jossa alarajana on 0, koska f on määritetty vain, kun $x/D > 0$. Yhtälöissä 35 ja 36 \bar{f} on funktion keskiarvo välillä, jonka ala- ja ylärajat ovat a ja b .

$$\int_a^b f(x/D) dx = \int_0^b f(x/D) dx - \int_0^a f(x/D) dx \quad , a, b > 0 \quad (35)$$

$$K_{a \rightarrow b} = \bar{f}(x/D) = \frac{1}{b-a} \int_a^b f(x/D) dx. \quad (36)$$

Näitä yhtälöitä voidaan käyttää K :n määrittämiseen mille tahansa virtauskanavan osuudelle, jolla D on vakio. Näin ollen K_{end} savukaasukanavan loppuosalle TEG-elementtien jälkeen on

$$K_{end} = \frac{1}{b-a} \left[\int_0^b f(x/D) dx - \int_0^a f(x/D) dx \right], \quad (37)$$

joka sievenee yhtälöksi 33 yhtälön 35 avulla, kun a on TEG-elementtien lämmönsiirtopinnan pituus, b kanavan kokonaispituus.

4.2 Säteilylämmönsiirto kaasuvirtauksesta

Säteilylämmönsiirron tarkka mallintaminen on kohtuullisen vaikeaa koska kaasun- ja kanavan pintamateriaalien emissiviteetti ja absorptanssi muuttuvat lämpötilan muuttuessa. Lisäksi säteilyn (radiation) mallintaminen lisää huomattavasti laskennassa tarvittavan iteroinnin määrää. Säteilylämmönsiirtoon vaikuttaa merkittävästi myös kanavan geometria ja savukaasun läpinäkyvyys. Siksi tässä työssä pitäydytään yksinkertaisessa mallissa, jolla saadaan kohtuullisen hyvä arvio säteilylämmönsiirrosta.

Mills esittää [36], että kaasusta sitä ympäröivään pintaan säteilyllä siirtyvä lämpövirta \dot{Q}_r voidaan arvioida yksinkertaisella säteilymallilla yhtälön 38 mukaisesti, kun T_e on huomattavasti suurempi kuin T_s . Malli ei huomioi kaasun absorptanssin riippuvuutta aallonpituudesta eikä seinämästä heijastuvaa säteilyä. Tämän vuoksi mallilla saatavat tulokset huononevat, kun erotus $T_e - T_s$ pienenee tai pinta poikkeaa huomattavasti mustasta pinnasta. Nyt tutkittavassa tapauksessa mallin pitäisi antaa varsin hyvä tulos, koska nokeutuneelle metallipinnalle emissiviteetti on luokkaa 0,85 - 0,95 [48] [49] ja $T_e > T_s$.

$$\dot{Q}_r = \left[\frac{\varepsilon_s \varepsilon_g A \sigma}{1 - (1 - \varepsilon_s)(1 - \varepsilon_g)} \right] (T_e^4 - T_s^4), \quad (38)$$

jossa ε_s ja ε_g ovat seinämän ja kaasun emissiviteetit niiden lämpötiloissa ja σ on Stefanin-Boltzmannin vakio, jonka arvo on $5,6697 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$.

Lisienko *et al.* [50] mukaan Blokh [51] on esittänyt yksinkertaisen, yhtälöiden 39 ja 40 mukaisen, mallin savukaasun emissiviteetin arvioimiseksi. Malli on käyttökelpoinen, kun kokonaispaine kanavassa on noin 100 kPa, kaasun lämpötila T_e noin 400 - 1000 °C ja vesihöyryn ja hiilidioksidin osapaineille, p_{H_2O} ja p_{CO_2} , on voimassa $0,2 < p_{H_2O} / p_{CO_2} < 2$. Lisäksi täytyy toteutua $1,2 < p_{H_2O} * p_{CO_2} * L_{tot} < 200$ kPa*m.

$$\varepsilon_g = 1 - e^{-C_{rg} p_{rg} D_H}, \quad (39)$$

$$C_{rg} = \left(\frac{0,78 + 1,6 p_{H_2O}}{\sqrt{p_{rg} D_H}} - 0,1 \right) (1 - 3,7 * 10^{-4} T_e), \quad (40)$$

joissa

$$p_{rg} = p_{H_2O} + p_{CO_2}, \quad (41)$$

joka tarkoittaa kaasuseoksen säteilevien kaasukomponenttien osapainetta [36].

4.3 Lämmönsiirto TEG-elementin läpi

Lämpö siirtyy TEG-elementin läpi ainoastaan johtumalla. Elementin lämpövastuksen aiheuttama lämpötilaero ΔT saadaan laskettua yhtälön 42 avulla, kun tunnetaan elementin pinta-ala A_{teg} , paksuus x_{teg} ja lämmönjohtavuus k_{teg} sekä sen läpi kulkeva lämpövirta \dot{Q} [36].

$$\Delta T = \frac{\dot{Q} x_{teg}}{A_{teg} k_{teg}} \quad (42)$$

Lisäksi tulee huomioida elementin ja lämmönsiirtopintojen välisten liitosten aiheuttama ΔT , jotka voidaan myös laskea yhtälön 42 avulla, kun tunnetaan liitoksessa käytettävän lämmönsiirtoaineen k_{ls} ja x_{ls} . Kun kahden puolen lämmönsiirtoaineiden ja TEG-elementin lämpövastukset yhdistetään, saadaan yhtälö 43, joka kuvaa niiden yhdessä aiheuttama lämpötilaeroa TEG-elementin yli.

$$T_{teg,max} - T_{teg,min} = \frac{\dot{Q}}{A_{teg}} \left(\frac{x_{teg}}{k_{teg}} + \frac{2x_{ls}}{k_{ls}} \right), \quad (43)$$

jossa $T_{teg,max}$ ja $T_{teg,min}$ ovat TEG-elementin ja lämmönsiirtoaineiden muodostaman kokonaispuolen kuuman- ja kylmänpuolen lämpötilat, jotka ovat samat kuin lämmönkeräimen taustapuolen ja vesisäiliön savukaasukanavan puoleisen pinnan lämpötilat.

4.4 Lämmönsiirto kanavan pinnasta veteen

Savukaasukanavan pinnasta lämpö siirtyy johtumalla säiliömateriaalin läpi vesisäiliön pintaan. Tästä aiheutuva lämpötilaero saadaan yhtälön 42 avulla, kun tunnetaan säiliömateriaalin paksuus x_{vs} , lämmönjohtavuus k_{vs} ja lämpöä johtava pinta-ala A ja sijoitetaan ne TEG-elementin vastaavien arvojen, x_{teg} , k_{teg} ja A_{teg} , tilalle, jolloin saadaan

$$T_{teg,min} - T_{vs} = \frac{\dot{Q}x_{vs}}{Ak_{vs}}, \quad (44)$$

jossa T_{vs} on vesisäiliön vesipuolen lämpötila TEG-elementin kohdalla.

Lämmönsiirtyminen säiliön pinnasta veteen tapahtuu luonnollisella konvektiolla, kunnes säiliön pintalämpötila ylittää veden kiehumispisteen. Tätä suuremmilla seinämälämpötiloilla on käytettävä kiehumislämmönsiirron yhtälöitä. Ongelmaksi muodostuu se, että veden ja seinämän välisen lämmönsiirron mallinnukseen kehitettyjen korrelaatioiden käyttökelpoisuus riippuu paitsi nesteen ominaisuuksista, myös lämmönsiirtopinnan geometriasta, veden lämpötilan ja kiehumispisteen erotuksesta T_{sc} (subcooling) ja seinämälämpötilan ja kiehumispisteen erotuksesta T_{sh} (superheating). Koska saatavilla ei ole mitään mallia, jota voitaisiin käyttää koko tarkastelualueella luonnollisesta konvektiosta kiehumiseen asti, joudutaan asiaa tarkastelemaan eri yhtälöiden avulla lämmönsiirtotilanteesta riippuen.

4.4.1 Lämmönsiirto luonnollisella konvektiolla vesisäiliössä

Luonnollisella konvektiolla tarkoitetaan sellaista lämmönsiirtymisen muotoa, jossa muutoin paikallaan olevaan väliaineeseen, kaasuun tai nesteeseen, syntyy virtaus lämpötilaerosta aiheutuvan tiheyden muuttumisen vuoksi. Sitä kutsutaan luonnollisesti konvektioksi, koska virtaus syntyy lämpötilaeron vaikutuksesta itsestään toisin kuin pakotetussa konvektiossa, jossa virtaus synnytetään jonkin ulkoisen voiman avulla. [36]

Tässä tapauksessa tarkastellaan tilannetta, jossa pinta on väliainetta korkeammassa lämpötilassa, lämpöä siirtyy vesisäiliön seinämästä sitä kylmempään veteen. Tällöin väliaineen lämpötila seinämän vieressä nousee ympäröivää väliainetta korkeammaksi, kun lämpöä siirtyy siihen johtumalla seinämästä. Tällöin väliaineen tiheys seinämän lähellä on pienempi, kuin sitä ympäröivän väliaineen tiheys ja tästä aiheutuva noste aiheuttaa ylöspäin suuntautuvan virtauksen kuuman pinnan lähelle. Luonnollisessa konvektiossa lämpö siirtyy siis sekä johtumalla seinämästä väliaineeseen että väliaineen virtauksen mukana konvektiivisesti. [36]

Luonnollisen konvektion tapauksessa nesteen ja vesisäiliön sisäpinnan lämpötilojen, T_v ja T_{vs} , erotus saadaan laskettua yhtälöllä 45:

$$T_{vs} - T_v = \frac{\dot{Q}}{A_{vs}\bar{h}_c}, \quad (45)$$

jossa A_{vs} on vesisäiliön kuuman seinämän pinta-ala ja

$$\bar{h}_c = \frac{k\overline{Nu}_L}{L_{vs}}, \quad (46)$$

jossa L_{vs} on vesisäiliön korkeus, k väliaineen lämmönjohtavuus ja \overline{Nu}_L keskimääräinen Nusseltin luku vesisäiliön kuumassa pinnassa. Kaikki luonnollisen konvektion yhtälöissä tarvittavat aineominaisuudet tulee määrittää referenssilämpötilassa

$$T_{ref} = \frac{T_{vs} - T_v}{2}. \quad (47)$$

Keskimääräiselle Nusseltin luvulle on olemassa paljon erilaisia kokeellisiin mittauksiin perustuvia yhtälöitä, joissa \overline{Nu}_L on yleensä määritetty Rayleighin- ja Prandtin lukujen, Ra_L ja Pr , funktiona [36] [52].

$$Ra_L = \frac{Pr\beta\Delta T g \rho^2 L_{vs}^3}{\mu^2}, \quad (48)$$

jossa β ja ρ ovat virtausaineen lämpölaajenemiskerroin ja tiheys, g putoamiskiihtyvyys.

Kokeellisesti määritettyjä yhtälöitä käytettäessä on varmistuttava siitä, että ne soveltuvat käytettäväksi kyseisessä tapauksessa. Lisäksi tulee tietää, mitä virtausaineen referenssilämpötilaa T_{ref} kyseisessä yhtälössä tulee käyttää. Tämän työn yhtälöissä käytetään yhtälön 47 mukaista lämpötilaa. Ra_L ja Pr määritetään referenssilämpötilan aineominaisuuksien mukaan. Holmanin [52] mukaan Churchillin ja Chun [53] esittämä yhtälö,

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + 0,387 Ra_L^{1/6} \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-8/27} \right\}^2, \quad (49)$$

soveltuu käytettäväksi pystysuoralle vakio­lämpötilassa olevalle levyille ja sylinterille. Sitä voidaan käyttää levyille, kun $10^{-1} \leq Ra_L < 10^{12}$. Pystysuoran sylinterin tapauksessa pitää lisäksi toteutua ehto,

$$\frac{D_{vs}}{L_{vs}} \geq 35 \left(\frac{Ra_L}{Pr} \right)^{-0,25}, \quad (50)$$

jossa D_{vs} ja L_{vs} ovat sylinterin halkaisija ja korkeus. Jos yhtälön 50 ehto ei toteudu, tulee yhtälön 49 mukainen \overline{Nu}_L kertoa korjauskertoimella

$$F = 1,3 \left(\frac{L_{vs} Pr}{D_{vs} Ra_L} \right)^{0,25} + 1,0. \quad (51)$$

Tämä korjauskerroin ottaa huomioon pinnan kaarevuuden vaikutuksen luonnollisen konvektion tehokkuuteen [52].

4.4.2 Kiehumisen lämmönsiirto kiehumispisteessä

Kiehumisen lämmönsiirtokertoimen mallintamiseen on saatavilla paljon erilaisia kokeellisiin tuloksiin perustuvia malleja, aivan kuten konvektiivisenkin lämmönsiirron mallintamiseen. Ongelmana näissä on, että ne on yleensä tehty vaakasuoralle levyille tai sylinterille tilanteessa, jossa kuumaa pintaa ympäröivä vesi on kiehumispisteen lämpötilassa T_{kp} (saturated boiling). Tällöin

$$T_{vs} - T_{kp} = \frac{\dot{Q}}{A_{vs} \bar{h}_b}, \quad (52)$$

jossa \bar{h}_b on kiehumisen lämmönsiirtokerroin.

Holmanin [52] mukaan Jakobin ja Hawkinsin [54] esittämän kohtuullisen yksinkertaisen mallin avulla voidaan laskea pystysuoralla pinnalla tapahtuvan kiehumisen lämmönsiirtokerroin normaalissa ilmanpaineessa ja kiehumispisteen lämpötilassa. Yhtälöt 53 ja 54 antavat konvektiivisen (convective boiling) ja kuplakiehumisen (nucleate boiling) lämmönsiirtokertoimet h_{cb} ja h_{nb} .

$$h_{cb} = 1042 * T_{sh}^{\frac{1}{3}}, \quad T_{sh} < 7,117 \text{ K}. \quad (53)$$

$$h_{nb} = 5,56 * T_{sh}^3, \quad T_{sh} > 7,117 \text{ K}. \quad (54)$$

Yhtälöissä T_{sh} on seinämän yllilämpötila (superheating):

$$T_{sh} = T_{kp} - T_{vs}. \quad (55)$$

Jos säiliön paine poikkeaa normaali-ilmanpaineesta, tulee yhtälöitä 53 ja 54 korjata seuraavasti:

$$h_b = h_{b,p0} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{0,4}, \quad (56)$$

jossa p ja p_0 ovat säiliö- ja normaalipaine ja $h_{b,p0}$ on kiehumisen lämmönsiirtokerroin normaali-ilmanpaineessa.

4.4.3 Kiehumisen alle kiehumispisteessä

Veden kiehumisen alkaa, kun T_{vs} nousee riittävästi yli kiehumispisteen, vaikka veden lämpötila olisikin alle kiehumispisteen. Ilmiöstä käytetään yleisesti englanninkielisessä kirjallisuudessa termiä subcooled boiling. Pystysuoralle pinnalle ei löydy mallia, jolla tätä ilmiötä voitaisiin arvioida. Tässä työssä tätä ilmiötä arvioidaan konvektiivisen ja kiehumisen lämmönsiirtokertoimien yhtälöiden 46, 53 ja 54 pohjalta muodostettujen sovitekäyrien yhtälöiden avulla neljällä eri vedenlämpötilalla. Nämä yhtälöt luotiin Microsoft Excel -ohjelmalla yhtälön 57 mukaisesti. Lämmönsiirron yhtälöitä voidaan Collierin ja

Thomen [55] mukaan kohtuullisella tarkkuudella yhdistää Steinerin ja Taborekin [56] kehittämällä eksponenttifunktiolla, jonka mukaan kokonaislämmönsiirtokerroin

$$h_{total} = (h_1^n + h_2^n)^{1/n}, \quad (57)$$

jossa h_1 ja h_2 ovat kaksi yhdistettävää lämmönsiirtofunktiota ja $n = 3$ pystysuoralle putkelle.

Tarkemmin näiden yhtälöiden toteuttamisesta kerrotaan seuraavassa kappaleessa 4.4.4. On tärkeää huomata, että tämän toteutustavan tarkkuudesta ei ole täyttä varmuutta, koska se on alun perin kehitetty putkessa tapahtuvalle kiehumiselle. Käyrämuodoltaan ja kokoluokaltaan tulokset vaikuttavat kuitenkin järkeviltä suhteessa asiasta tehtyihin tutkimuksiin. [55] [56] [57]

4.4.4 Yhdistetty kiehumislämmönsiirto

Matemaattisen tarkastelun kannalta vesisäiliön ja veden välisen lämmönsiirron tehokkuuden määrittely edellä esiteltyjen kolmen eri yhtälön 46, 53 ja 54 avulla on varsin epäkäytännöllistä, etenkin koska konvektiivinen lämmönsiirto määritellään T_{vs} ja T_v avulla ja kiehumislämmönsiirto määritetään T_{vs} ja T_{kp} avulla. Siirryttäessä konvektiivisesta lämmönsiirrosta kiehumiseen muuttuu käytettävä yhtälö kahdesti ja lämpötilaero kerran. Lisäksi eri yhtälöt kohtaavat eri vedenlämpötiloilla eri seinämlämpötilalla, joten lämmönsiirtoa kuvaavan paloittain määritellyn yhtälön toteuttaminenkin on erittäin vaikeaa. Tämän helpottamiseksi tässä työssä toteutettiin Microsoft Excel -ohjelman avulla kiehumisen lämmönsiirtokertoimelle h_b sovite $T_{vs} - T_v$ funktiona neljässä eri vesisäiliön tilassa, joissa veden lämpötila on 20, 50, 80 ja 100 °C. Kaikissa tapauksissa oletettiin vesisäiliön korkeudeksi 0,5 m.

Kiehumisen lämmönsiirtokertoimen h_b yhtälöiksi 0,5 m korkealle vesisäiliölle saadaan **yhtälöä ?** käyttäen:

$$h_{b,kp} = -0,478\Delta T^4 + 22,97\Delta T^3 - 209,0\Delta T^2 + 794,22\Delta T + 431,2, \quad (58)$$

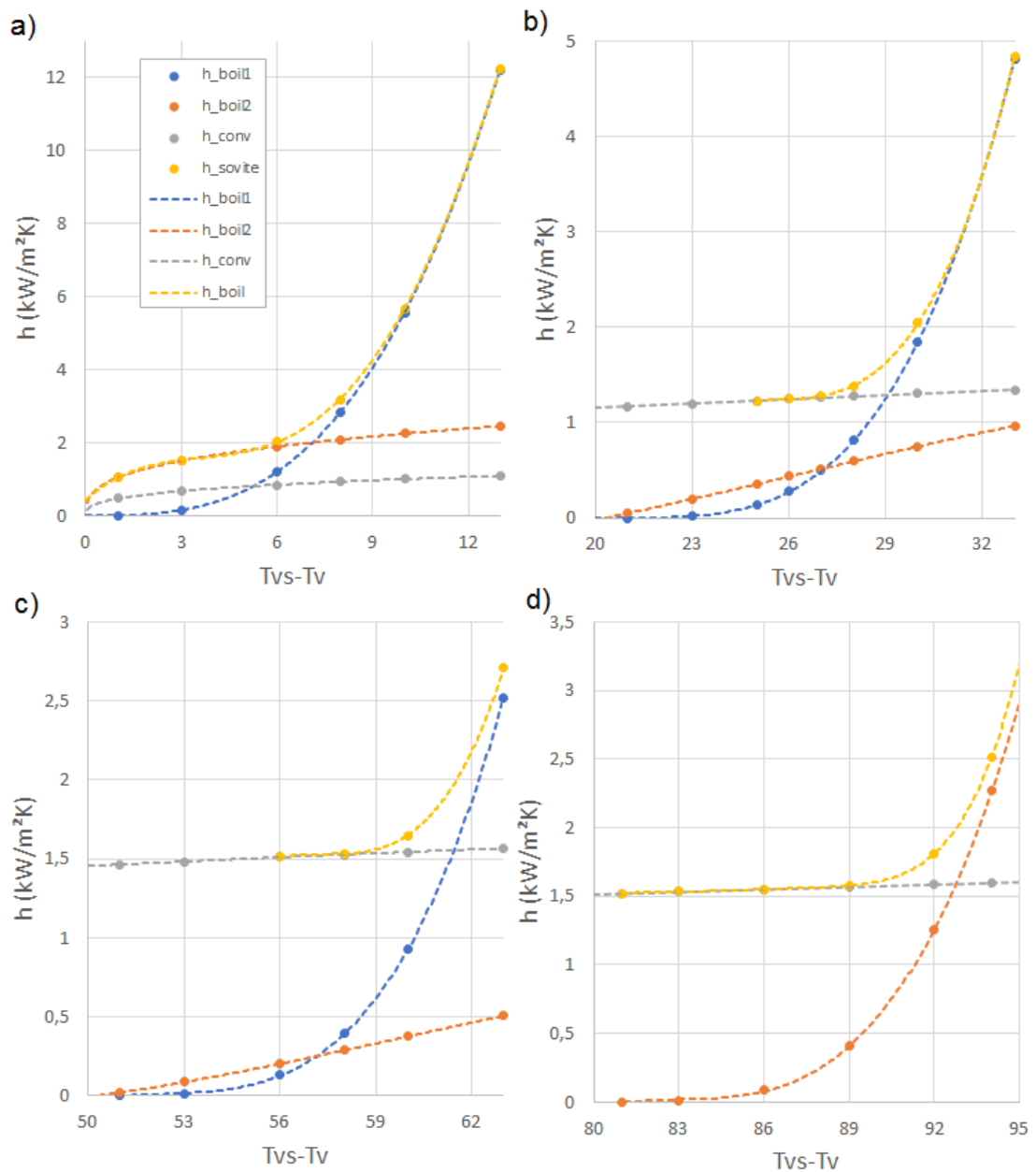
$$h_{b,80} = 8,398\Delta T^3 - 642,3\Delta T^2 + 16\,380\Delta T - 138\,100, \quad (59)$$

$$h_{b,50} = 6,673\Delta T^3 - 1149\Delta T^2 + 65\,986\Delta T - 1\,261\,000, \quad (60)$$

$$h_{b,20} = 0,371\Delta T^4 - 128,5\Delta T^3 + 16\,710\Delta T^2 - 964\,800\Delta T + 20\,890\,000, \quad (61)$$

joissa $\Delta T = T_{vs} - T_v$ ja $h_{b:n}$ indeksit kuvaavat veden lämpötilaa (°C) tarkastelupisteessä ja kp on veden kiehumispisteen lämpötila. Yhtälö 58 on käyttökelpoinen, kun $T_{vs} > (T_v + 0,1)$ ja yhtälöt 59 - 61, kun $T_{vs} > (T_{kp} + 6)$. Jos T_{vs} on tätä pienempi, voidaan käyttää konvektiivisen lämmönsiirron yhtälöitä, jotka on esitetty kappaleessa 4.4.1.

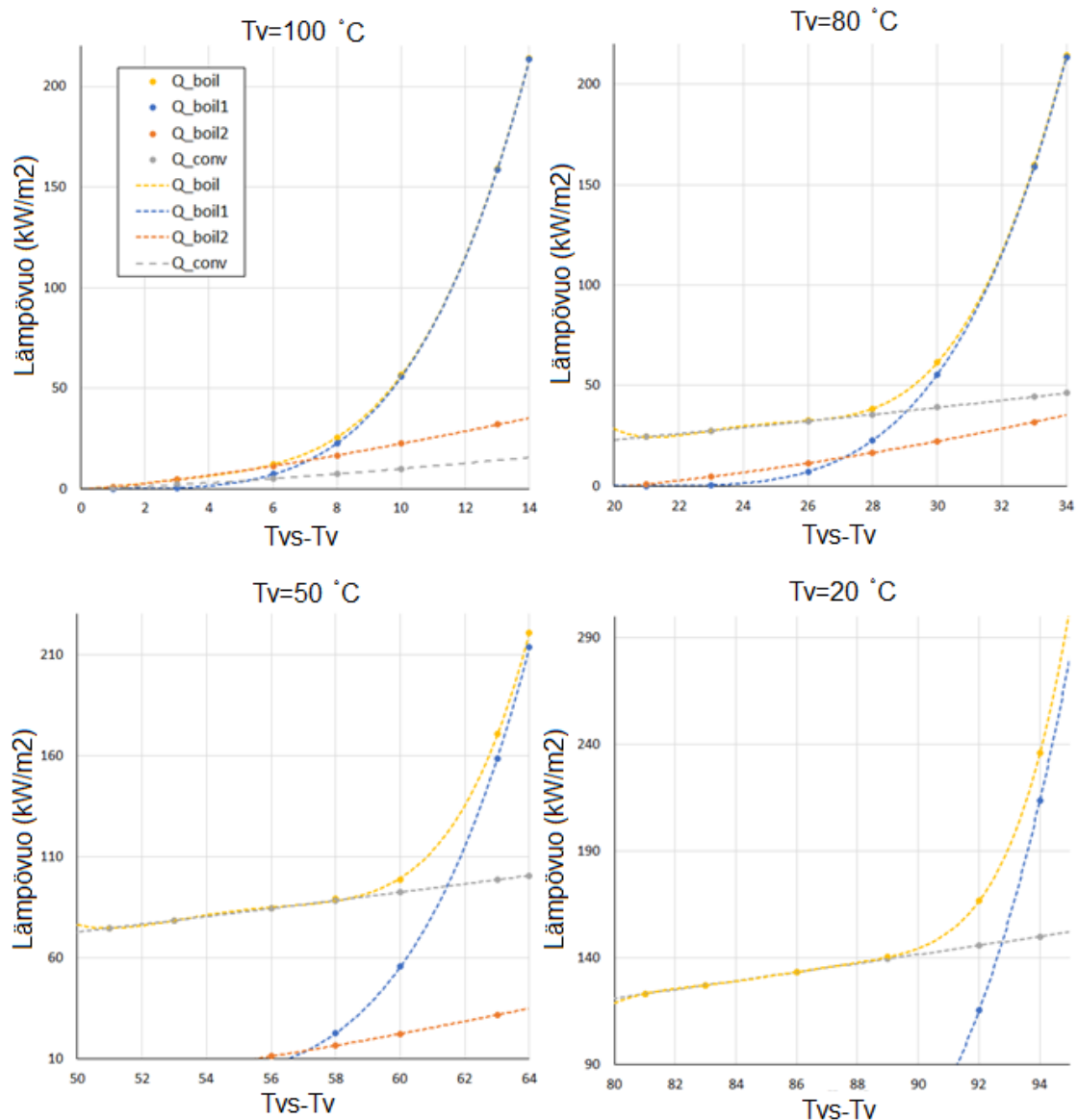
Kuvassa 12 on esitetty konvektiivisen- ja kiehumislämmönsiirron mallien antamat keskimääräiset lämmönsiirtokertoimet vesisäiliön pinnalla kappaleissa 4.4.1 – 4.4.3 esiteltyjen yhtälöiden avulla neljällä eri vedenlämpötilalla. Konvektiivisen lämmönsiirron määrittämiseen on käytetty säiliön seinämän korkeutena 0,5 m. Lisäksi kuvassa on esitettynä kullekin tapaukselle sitä vastaava sovite yhtälöiden 58 - 61 mukaisesti, joilla pyritään tässä työssä kuvaamaan sekä konvektiivinen ja kiehumislämmönsiirto yhtälöiden voimassaoloalueessa.



Kuva 12: Neljän eri mallin avulla laskettu vesisäiliön ja veden välinen lämmönsiirtokerroin h 0,5 m korkealle vesisäiliön seinämälle seinämlämpötilan T_{vs} ja vedenlämpötilan T_v erotuksen funktiona neljällä eri vedenlämpötilalla: a) 100 °C, b) 80 °C, c) 50 °C ja d) 20 °C. Käyrä h_{boil1} on muodostettu käyttämällä kuplakiehumismallin yhtälöä 54,

h_{boil2} konvektiivisen kiehumismallin yhtälöllä 53, h_{conv} konvektiivisen lämmönsiirron yhtälöllä 46 ja h_{boil} on tässä työssä esitetyn mallin mukainen sovite kullekin veden lämpötilalle yhtälöiden 58 – 61 mukaisesti.

Kuvasta 12 nähdään selkeästi, että säiliössä olevan veden lämpötila vaikuttaa merkittävästi lämmönsiirron tehokkuuteen ja h_b kasvaa voimakkaasti, kun kuplakiehumisen alkaa. Veden ollessa kiehumispisteessä, h_b on pienillä lämpötilaeroilla paljon suurempi kuin viileämmällä vedellä, mutta ero kaventuu nopeasti lämpövuon kasvaessa. Tämä johtaa suurilla lämpövirroilla tilanteeseen, jossa veden lämpötilan lasku ei vaikuta seinämälämpötilaan juuri lainkaan. Tämä käy hyvin ilmi kuvasta 13, jossa on esitettyinä vesisäiliön lämpövuoto Q (kW/m²) samojen mallien avulla kuin lämmönsiirtokerroin kuvassa 12.



Kuva 13: Kiehumisen Q lämpötilaeron $T_{\text{vs}}-T_v$ funktiona neljällä eri veden lämpötilalla kappaleissa 4.4.1 – 4.4.4 esitettyjen mallien mukaisesti.

Kuvasta 13 voidaan huomata, että suurilla lämpövuon Q arvoilla T_v ei juurikaan vaikuta seinämlämpötilaan T_{vs} . Esimerkiksi 160 kW/m^2 lämpövuoto saavutetaan $113 \text{ }^\circ\text{C}$ seinämlämpötilassa, kun $T_v = 100 \text{ }^\circ\text{C}$. Veden lämpötila $20 \text{ }^\circ\text{C}$ tuottaa seinämlämpötilaksi noin $111 \text{ }^\circ\text{C}$, eli $80 \text{ }^\circ\text{C}$ lasku vedenlämpötilassa tuotti vain noin $2 \text{ }^\circ\text{C}$ hyödyn seinämlämpötilassa.

5. SOVELLUSKOHDE

Tutkimuksen tavoitteena oli kehittää ratkaisu pienen sähköntarpeen täyttämiseksi sähköverkon ulkopuolisissa kohteissa, kuten kesämökeillä tai vaikkapa erämaassa sijaitsevilla autiotuvilla, myöhemmin pienkulutuskohteissa, joissa yhä useammin halutaan ladata ja käyttää erilaisia mobiililaitteita. Tarkastelukohteiksi valittiin kolme kuvitteellista kohdetta, jotka ovat kaksi loma-asuntoa, hyvin varusteltu (1) ja vähemmän varusteltu (2), sekä väliaikaiseen käyttöön tarkoitettu autiotupa (3). Näiden kolmen kohteen energiankulutus poikkeaa merkittävästi toisistaan, mutta yhteistä niille on satunnainen käyttö sekä huomattavasti tavallista asuinrakennusta pienempi vuotuinen energiankulutus. Tämän vuoksi kohteissa on vaikea hyödyntää saatavilla olevia sähköntuotanto- ja CHP-menetelmiä.

5.1 Sähkön tarve

Pienkulutuskohteen sähköntarvetta voidaan arvioida kohtuullisen helposti laskemalla kulutus jokaiselle kohteen sähkölaitteelle erikseen niiden tehon ja käyttöajan perusteella. Taulukossa 4 on arvioitu vuorokautinen sähkönkulutus kolmelle tässä työssä tarkastellulle pienkulutuskohteelle. Laitteiden keskimääräiset sähkönkulutukset on saatu Vattenfall Oy:n kotisivujen [58] taulukosta ja laitteiden lukumäärä vuorokautinen käyttöaika on arvioitu kohdekohteiden ominaispiirteiden mukaan. Kaikkien kohteiden oletetaan olevan puulämmitteisiä.

Taulukko 4: Eri pienkulutuskohteiden arvioitu vuorokautinen sähkönkulutus.

Kohteen numero	Teho (W)	Käyttö (h/vrk)	Laitteiden lkm			Kulutus (Wh/d)		
			1	2	3	1	2	3
Led-valaisimet	6	3	7	5	2	126	90	36
mobiililaitteet	7,5	3	4	2	2	90	45	45
tietokone ja TV	40	4	2	1	0,5	320	160	80
mikro+kahvinkeitin	800	0,5	1	1		400	400	
jääkaappipakastin	30	24	1			720		
hella	1000	2	1			2000		
pesukoneet	260	3	2			1560		
imuri	1000	0,1	1			100		
muu käyttö	300	0,25	1			75		
Kokonaiskulutus						5391	695	161

Kohde 1 kuvaa ympärivuotiseen käyttöön tarkoitettua loma-asuntoa, jossa voidaan oleilla pitkiäkin aikoja. Kohde 2 esittää perinteisempää suomalaista kesämökkiä, jonka varustelutaso on huomattavasti matalampi ja ruoanvalmistukseen käytetään kaasu- tai puulietettä.

Kohde 3 kuvaa väliaikaiseen oleskeluun tarkoitettua rakennusta, esimerkiksi autiotupaa, jossa sähkön käyttö koostuu pääasiassa erilaisten mobiililaitteiden latauksesta.

5.2 Lämmitysenergian tarve

Tässä työssä lämmitysenergian tarve koostuu kahdesta osasta. Osa lämpöenergian tarpeesta koostuu lämpimän käyttöveden tuottamisesta. Lisäksi lämpöenergiaksi lasketaan energia, joka tarvitaan suoraan lämpöenergiana tulisijasta, johon kyseisen kohteen TEG-CHP-laitteisto olisi tarkoituksenmukaista toteuttaa. Muu tilojen lämmitys kohteissa 1 ja 2 jätetään tässä työssä tarkastelun ulkopuolelle, koska sitä ei ole yleensä mahdollista toteuttaa tutkitun tulisijan avulla. Kohteissa 1 ja 2 tutkittava tulisija on saunan kiuas, koska sitä käytetään tasaisesti riippumatta vuodenajasta. Kohteessa 3 oletetaan ruoanlaiton ja lämmityksen tapahtuvan liesikamiina tai vastaavaa käyttäen, jolloin tulisijaa käytetään myös kesällä useita tunteja päivässä.

Taulukossa 5 esitetään tutkittavien tulisijojen tiedot sekä arvioidun päivittäisen käyttöajan perusteella laskettu energian tuotto sekä kuumana poistuvasta savukaasusta aiheutuva energiahäviö. Lisäksi siinä on kohteiden arvioitu päivittäinen lämpimän veden kulutus. Tulisijojen nimellistehot ja hyötysuhteet on saatu kiuasvalmistajien [59] [60] kotisivuillaan esittämistä tulisijojen asennus- ja käyttöohjeista. Kiukaan tehoksi on valittu valmistajien yleisesti 10 – 20 m³ saunatilaan suosittelema nimellisteho, 24 kW. Tulisijojen keskiteho on määritetty Inha *et. al* tutkimuksessaan [30] esittämien puunkulutusten perusteella, jotka on mitattu tulisijojen normaalin käytön aikana.

Taulukko 5: Tulisijojen ominaisuudet sekä päivittäin kuluva ja hyödynnettävä energia.

Kohde	1	2	3	
Lämmönlähde	Kiuas		kamiina	
Nimellisteho	24		5,5	kW
Keskiteho	15		4	kW
Hyötysuhde	0,6		0,8	
käyttöaika	3		6	h/vrk
Lämpöenergia:				
Hyödynnetty	45,0		24,0	kWh/vrk
Puun sisältämä	75,0		30,0	kWh/vrk
Energiahäviö	30,0		6,0	kWh/vrk
Lämmin vesi				
Arvioitu kulutus	224	128	40	l
	15,6	8,9	2,8	kWh/vrk

Keskimääräinen vedenkulutus asukasta kohti on Suomessa Motivan [61] mukaan noin 140 l/vrk josta noin 40 % on lämmintä vettä. Tästä vesimäärästä on vähennetty kohteessa 2 vesivessan ja pyykinpesun vedenkulutus. Kohteen 3 lämpimän veden tarve on arvioitu niin että astioiden pesuun tarvitaan päivittäin noin 20 litraa lämmintä vettä ja muu käyttö on suunnilleen samaa luokkaa.

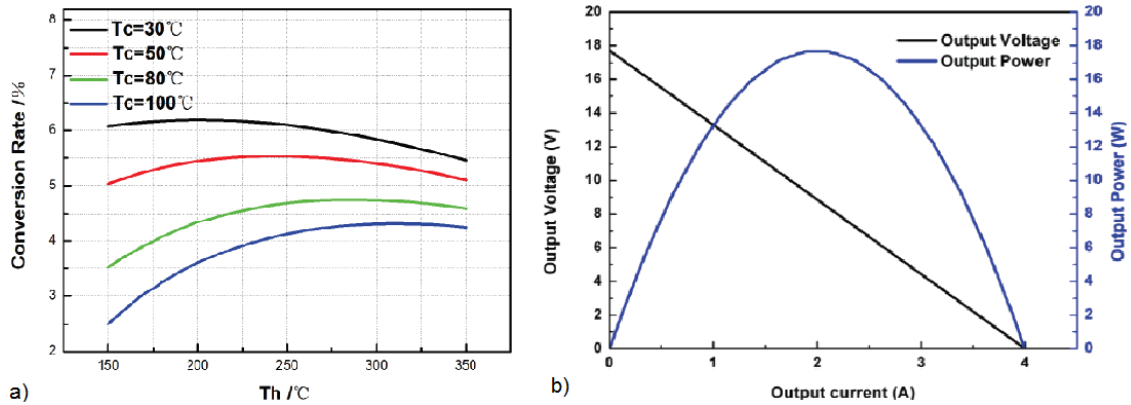
5.3 Savukaasun teho

Tulisijasta poistuvien savukaasujen teho vaihtelee voimakkaasti tulisijan käytön aikana. Keskiteho saadaan selville, kun tiedetään tulisijan hyötysuhde, poltetun puumäärän energia sekä puun polttamiseen käytetty aika. Kaikki energia, jota ei saada hyödyksi tulisijasta, poistuu savukaasujen mukana. Taulukon 3 perusteella keskimääräinen savukaasuteho on kiukaalla noin 10 kW ja kamiinalla 1,0 kW. Savukaasujen tulolämpötila tutkittavaan järjestelmään on sama kuin lämpötila niiden poistuessa tulisijasta. Se saadaan ratkaisemalla T_{in} yhtälöstä 4, kun korvataan T_{out} referenssilämpötilalla $T_{ref,pa}$, jota on käytetty polttoaineen lämpöarvon määrittämisessä. Keskimääräinen lämpötila $\overline{T_{in}}$ voidaan laskea samalla yhtälöllä käyttämällä arvoina tulisijan keskimääristä savukaasuvirtausta ja tehoa.

Hetkellisen tehon arvioimiseksi tarvitaan tieto savukaasun lämpötilan ja virtauksen vaihtelusta. Savukaasun virtaus tulipesästä savupiipun kautta ulos perustuu ulkoilman ja savupiipun väliseen paine-eroon. Inha *et al.* [30] mittausten mukaan savupiipun paine pysyy sytytysvaiheen jälkeen lähes vakiona tulisijojen normaalin käytön aikana, lukuun ottamatta puiden lisäyshetkeä. Tällöin voidaan hyvin olettaa, että savukaasun teho riippuu ainoastaan savukaasun lämpötilasta. Savukaasun keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti vaihtelee hyvin vähän lämpötilan muuttuessa. Savukaasun lämpötilan nousu välillä 200 – 500 °C muuttaa ominaislämpökapasiteettia välillä 1,17 – 1,19 kJ/kgK, joten savukaasutehon voidaan olettaa muuttuvan lineaarisesti lämpötilaeron $T_{in} - T_{ref,pa}$ funktiona. Hetkellinen teho voidaan siten edelleen laskea yhtälön 4 avulla kuten $\overline{T_{in}}$ edellä ja tätä kautta saadaan myös helposti selville savukaasutehon vaihtelu lämmitysjakson aikana.

5.4 TEG-elementeillä saatavissa oleva sähköenergia

Sähköenergian tuotanto TEG-elementeillä perustuu lämmön siirtoon elementin läpi. Elementin hyötysuhde määrittää sen, kuinka suuren osan savukaasusta otetusta lämpöenergiasta kyseinen TEG-elementti pystyy muuttamaan sähköksi. Hyötysuhteeseen vaikuttavat elementin kylmän ja kuuman puolen lämpötilat sekä elementin läpi kulkeva sähkövirta. Kuvassa 14 on esitettyä erään kaupallisen TEG-elementin sähköntuottosuhte optimikuormituksella sekä virran muutoksen vaikutus saatavaan sähkötehoon, elementin toimiessa 270 °C lämpötilaerolla.



Kuva 14: a) 18 W TEG-elementin sähköntuottosuhte kuumanpuolen lämpötilan funktiona. b) Saatava teho läpi kulkevan virran funktiona, sekä tehoa vastaava ulostulon jännite-ero, kun $T_h=320$ ja $T_c=30$. [27]

Koska TEG-elementin sähköntuottosuhte riippuu voimakkaasti lämpötilasta, joudutaan useista elementeistä kootun TEG-CHP-laitteiston sähkötehoa arvioitaessa käyttämään keskimääräistä tuottosuhdetta η_{el} . Taulukossa 6 on esitettyä saunan kiukaasta teoriassa saatavissa oleva sähköteho kolmilla eri savukaasuvirtauksen ja veden lämpötiloilla (T_{in} ja T_c). Laskennassa on oletettu, että TEG-elementin kuuman puolen lämpötila on hyvällä lämmönsiirtopinnalla noin 100 °C alle savukaasun lämpötilan ja savukaasu poistuu järjestelmästä lämpötilassa $T_c + 200$ °C, jolloin minimi lämpötilaero TEG-elementin yli on 100 °C. Savukaasun massavirraksi oletettiin erään kiukaan esitteessä mainittu 19,5 g/s 15 kW teholla [60]. η_{el} on arvioitu kuvan 14 perusteella painottamalla sähköntuottoa alueelle $T_h = 300$ °C, kun $T_{in} = 600$ Nämä arviot esitetään taulukossa 6. Tämä lämpötila-alueen painottaminen on perusteltua, koska lämmönsiirtopintojen mitoituksella pystytään vaikuttamaan savukaasun ja elementin pinnan lämpötilaeroon ja näin saadaan elementit toimimaan paremmalla hyötysuhteella.

Taulukko 6: Kiukaan savukaasuvirtauksesta saatava P_{el} optimiolosuhteissa.

T_{in} °C	T_c °C	P_{sk} kW	$P_{el}+P_{th}$ kW	η_{el}	P_{el} W
600	100	13,8	7,2	0,042	290
600	50	13,8	8,4	0,054	430
600	30	13,8	8,88	0,06	503
400	100	9	2,4	0,04	92
400	50	9	3,6	0,054	184
400	30	9	4,1	0,06	231

Taulukossa P_{sk} on savukaasusta saatava lämpöteho, jos se jäähdytettäisiin 25 °C lämpötilaan ja $P_{el}+P_{th}$ on laitteistosta saatava kokonaisteho.

Laskennan tuloksista nähdään selkeästi, miten suuri vaikutus sähkötehoon on elementin kylmän puolen lämpötilalla. Tämä johtuu sen suuresta vaikutuksesta sähköntuottosuhteeseen. Lisäksi suurempi T_c vaikuttaa suoraan järjestelmästä poistuvan savukaasun lämpötilaan, joka laskee hyödyksi saatavan tehon P_{el} ja P_{th} osuutta savukaasutehosta P_{sk} . T_{in}

vaikuttaa sähkötehoon pääasiassa savukaasusta saatavissa olevan tehon muuttumiseen vuoksi, koska BiTe-elementillä $T_h:n$ vaikutus muuntosuhteeseen on verrattain pieni laskennassa käytetyillä arvoilla.

5.5 Lämmönsiirtomateriaalit

Laitteiston lämmönsiirtopintojen ja vesisäiliön rakennusmateriaaleilla on merkittävä vaikutus lämmönsiirron tehokkuuteen. Vesisäiliömateriaalin täytyy kestää veden aiheuttama korrosio. Lisäksi siihen kohdistuu merkittävää mekaanista kuormitusta voimakkaiden lämpötilavaihteluiden sekä veden painon vuoksi. TEG-elementtien lämmönsiirtopinnan tärkein vaatimus lämmönjohtavuuden lisäksi on, että sen tulee kestää savukaasun kuumuudessa. Taulukossa 7 on esitettynä kolmen potentiaalisen raaka-aineen ominaisuuksia sekä niiden pörssihintoja [36] [62] [63]. Vaihteluvälit ominaisuuksissa johtuvat siitä, että seosmetallien, alumiini ja ruostumaton teräs, ominaisuudet riippuvat merkittävästi seoksesta.

Taulukko 7: Rakennusmetallien lämmönsiirto ominaisuudet sekä pörssihinnat 1/2018.

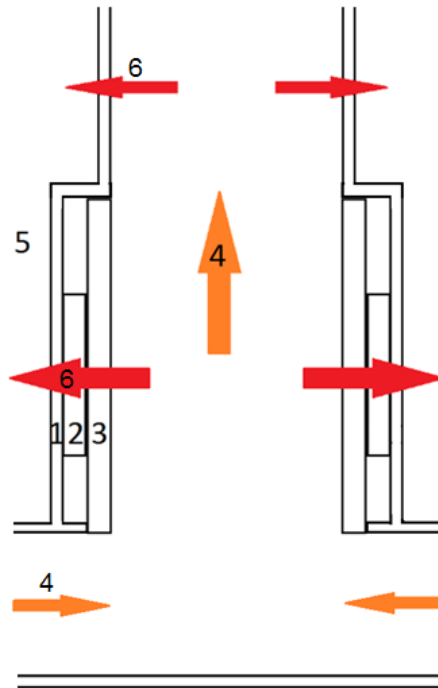
Metalli	Lämmönjohtavuus (W/mK)	Sulamispiste (°C)	Tiheys (kg/m ³)	Hinta (€/kg)
Alumiini	150-200	500-640	2700-2800	1,4-1,8
Ruostumaton teräs	13-15	1400	7900-8200	2 - 3
Kupari	401	1080	8930	4 - 6

TEG-elementtien lämmönkeräinmateriaaliksi kupari olisi lämmönsiirto-ominaisuuksiltaan ehdottomasti paras materiaali, mutta se on noin kolme kertaa kalliimpaa kuin alumiini. Alumiinin lämmönjohtavuus on lähes yhtä hyvä ja sitä on saatavilla runsaasti erilaisina levyinä ja profiileina. Sitä käytettäessä on kuitenkin huomioitava lujuuden väheneminen lämpötilan noustessa lähelle sulamispistettä. Käytännössä alumiinista valmistetun lämmönkeräimen korkein lämpötila ei saa ylittää 420 °C [27]. Jos lämmönkeräimen toimintalämpötila ylittää 400 °C, se on valmistettava kuparista. Ruostumaton teräs ei sovellu tähän käyttöön kovin hyvin, koska sen lämmönjohtavuus on huono.

Vesisäiliömateriaalille hyvä lämmönjohtavuus ei ole aivan yhtä tärkeä ominaisuus, kuin lämmönkeräimelle. Lämpö siirtyy säiliömateriaalissa vain muutaman millin matkan, jolloin säiliömateriaalin huonompi lämmönjohtavuus ei yleensä aiheuta suura ongelmaa. Ruostumaton teräs on hyvä säiliömateriaali, koska se on kohtuullisen halpaa ja sitä on saatavilla ohutlevytuotteiden lisäksi erilaisina putkina. Sitä on myös kohtuullisen helppo työstää ja hitsata. Alumiinin lämmönjohtavuus on huomattavasti ruostumatonta terästä parempi, mutta sen käyttöä rajoittaa käyttölämpötila-alueen lisäksi hinta sekä huonot muokkaus- ja hitsausominaisuudet.

6. JÄRJESTELMÄN MALLINNUS

Tutkittavaksi otettiin tapaus, jossa kanavaan asennetaan neljä kappaletta aiemmin esiteltyä 18W TEG-elementtejä samalle etäisyydelle kanavan alusta. Kaikki elementit toimivat silloin samoissa olosuhteissa ja niiden lämmönkeräinpinnat voivat olla samanlaiset. Näin selvittää TEG-elementtien osalta yhdenlaisen lämmönsiirtopinnan lämmönsiirto-ominaisuuksien laskennalla ja optimoinnilla. Samalla helpottuu myös kuormitusvaihteluiden vaikutusten arviointi, koska ei tarvitse tarkastella peräkkäin sijaitsevien, mahdollisesti erilaisten, lämmönsiirtopintojen keskinäisiä vaikutuksia virtauksen lämmönsiirrossa. Tarkastelussa kanavan poikkileikkaus oletetaan neliön muotoiseksi niin, että kanavan sivun pituus on vakio sekä TEG-elementtien kohdalla, että mahdollisesti niiden jälkeen sijaitsevassa vedenlämmitysosassa. Tutkittavan tapauksen poikkileikkaus on esitetty kuvassa 15.



Kuva 15: TEG-CHP-laitteisto, jossa neliö poikkileikkaus ja neljä symmetrisesti asennettua TEG-elementtiä kanavan alussa. Osat: 1=vesisäiliö, 2=TEG-elementti, 3=lämmönkeräin, 4=savukaasuvirtaus ja 5=lämmitettävä vesitila.

Lämmönkeräimet sijaitsevat kuvan 15 mukaisesti heti kanavan alussa ja savukaasuvirtaus saapuu laitteistoon sivuilta, kuten kiukaissa yleensä.

6.1 Lämmönsiirto

Lämmönsiirron tehokkuuteen savukaasukanavassa vaikuttava merkittävästi sekä savukaasuvirtauksen ominaisuudet että kanavan geometria ja säiliössä olevan veden lämpötila. Savukaasuvirtauksen tärkeimpiä ominaisuuksia lämmönsiirron kannalta ovat sen

lämpötila ja massavirtaus. Lisäksi lämmönsiirtoon vaikuttaa kaasun koostumus, mutta se merkitys on varsin vähäinen ja vaihtelu tulisijan käytön aikana varsin pientä, joten se voidaan jättää huomiotta ja käyttää keskimääräistä savukaasun koostumusta. Kanavan geometria vaikuttaa lämmönsiirtoon, koska se määrittää lämmönsiirtopinta-alan koon lisäksi myös sen, onko virtaus turbulentti vai laminaari, jolla on erittäin suuri vaikutus lämmönsiirtokertoimeen. Jos kanavaan sijoitetaan ripoja, on sen lämmönsiirtopinta-ala paljon isompi kuin suoralla kanavalla, joten lämmönsiirto tehostuu tällöin merkittävästi.

6.1.1 Virtauskanavan geometria

Saunan kiukaissa yleensä käytettävien savuhormien pinta-ala on noin 110 cm^2 , joka tarkoittaisi neliön muotoisessa hormissa sivunpituutta $10,5 \text{ cm}$ [44] [60]. Koska savukaasukanavaan täytyy voida tarvittaessa sijoittaa myös ripalevyjä, tulee kanavan sivunpituuden olla tässä tapauksessa jonkin verran suurempi, jotta kanavan virtauspinta-ala säilyy riittävän suurena eivätkä virtaushäviöt kanavassa kasva liian suuriksi. Tämän vuoksi valittiin tarkasteltavaksi neliökanava, jonka sivunpituus on $12,0 \text{ cm}$, jolloin poikkipinta-ala on 144 cm^2 ilman ripalevyjä ja ripalevyjen kanssa noin 139 cm^2 . Tavallisesti käytössä olevaa hormikokoa suurempi pinta-ala on perusteltua, koska ripalevyt aiheuttavat suoraa virtauskanavaa suuremman virtaushäviön [36].

6.1.2 Savukaasun ominaisuudet

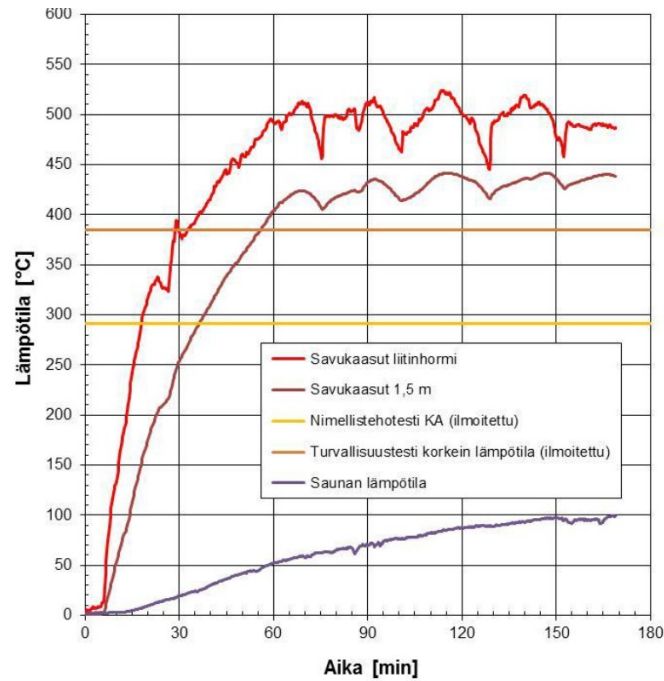
Savukaasun koostumus saadaan selville savukaasuanalyysin avulla, kun tiedetään käytettävän polttoaineen ominaisuudet ja kulutus sekä käytettävä ilmakerroin. Tässä työssä käytetty polttoaineen koostumus on esitettyinä taulukossa 8 [64]. Savukaasu on saatu liitteen 1 mukaisesti savukaasuanalyysillä, kun polttoaineena on koivu, jonka kosteus on 20 painoprosenttia. Ilmakertoimenä käytetty 2,0 on saatu sovittamalla ilmakerroin niin että analyysistä saatu savukaasun massavirta vastaa kiukaan tuottaman savukaasuvirtauksen arvioitua massavirtausta $19,5 \text{ g/s}$. Tällöin laskenta antaa aiemmin esitetyllä keskimääräisellä teholla 15 kW ja hyötysuhteella 0,6 savukaasun lämpötilaksi $T_{in} = 490 \text{ °C}$. Polttoilman suhteelliselle kosteudelle käytettiin arvoa 0,5 ja lämpötilalle 15 °C .

Taulukko 8: savukaasun keskimääräiset ominaisuudet savukaasuanalyysin mukaan, polttoaineena koivu, kosteus 0,2 ja ilmakerroin 2,0.

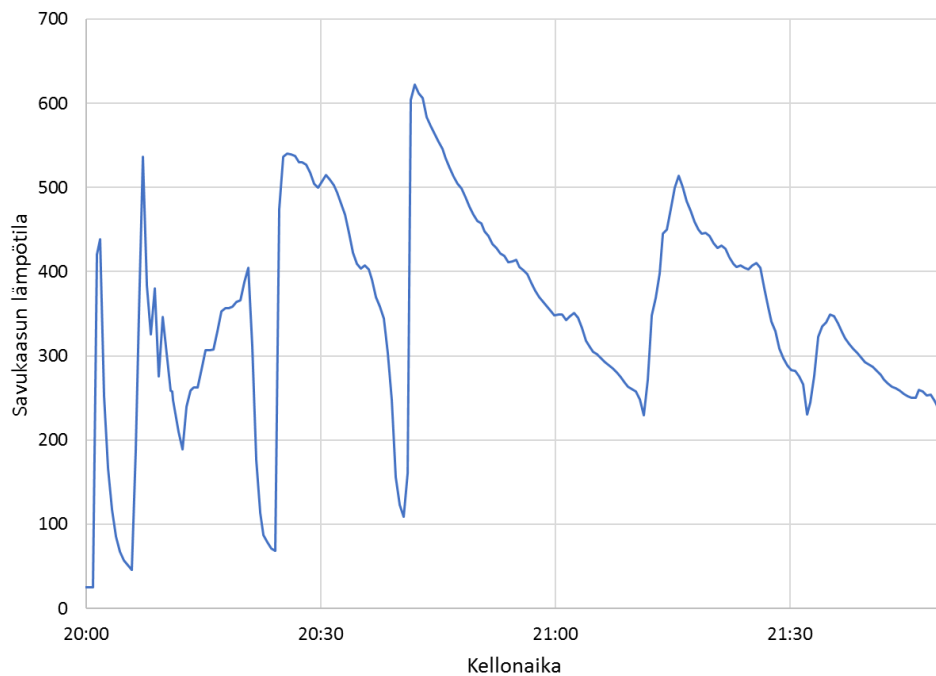
Kuivan polttoaineen koostumus	
Alkuaine	Mooliosuus
C	0,502
H ₂	0,075
O ₂	0,399
N ₂	0,005
Tuhka	0,019
Savukaasun koostumus	
Komponentti	Mooliosuus
CO ₂	0,084
H ₂ O	0,11
N ₂	0,713
O ₂	0,093

Tässä työssä oletettiin ilmakertoimen säilyvän samana koko tarkastelujakson ajan, vaikka tämä ei tarkalleen ottaen pidä paikkaansa. Oletus ei vaikuta merkittävästi tulokseen, koska sen vaikutus kaasuseoksen koostumukseen ja ominaisuuksiin on varsin pieni. Tämä oletus helpottaa kuitenkin erittäin paljon laskentatyötä, koska voidaan käyttää samaa savukaasun koostumusta eri tulisisjoissa ja eri savukaasun lämpötiloilla.

Savukaasuvirtauksen lämpötilan muuttuminen vaikuttaa merkittävästi sen virtausominaisuuksiin. Järjestelmään saapuvan kaasun lämpötila vaihtelee voimakkaasti, kuvissa 16 - 18 on kahden eri kiukaan, myöhemmin kiukaat 1 ja 2, sekä yhden kamiinan savukaasun lämpötila normaalin käytön aikana. Kaikki tässä työssä esitetyt savukaasulämpötilat on mitattu tulisisjojen tyypillisen käytön aikana, joten niitä voidaan käyttää hyvin TEG-CHP-laitteiston mitoituksessa. Kiukaan 1 ja kamiinan savukaasulämpötilat on saatu Inha *et al.* tutkimuksesta [30], jossa on myös selostettu mittausjärjestelyt sekä käytetyt tulisisjat. Kiukaan 2 savukaasun lämpötilat mitattiin tätä työtä varten ja mittausjärjestely on selostettu tarkemmin liitteessä b.



Kuva 16: Savukaasun ja saunatilan lämpötilat 19 m^3 ulkosaunassa saunomisen aikana, kiuas 1 tarkoitettu $8\text{--}24 \text{ m}^3$ saunaan. Lisäksi kuvassa on kiukaan suoritustaso ilmoitettujen mukaiset savukaasulämpötilat. [30]

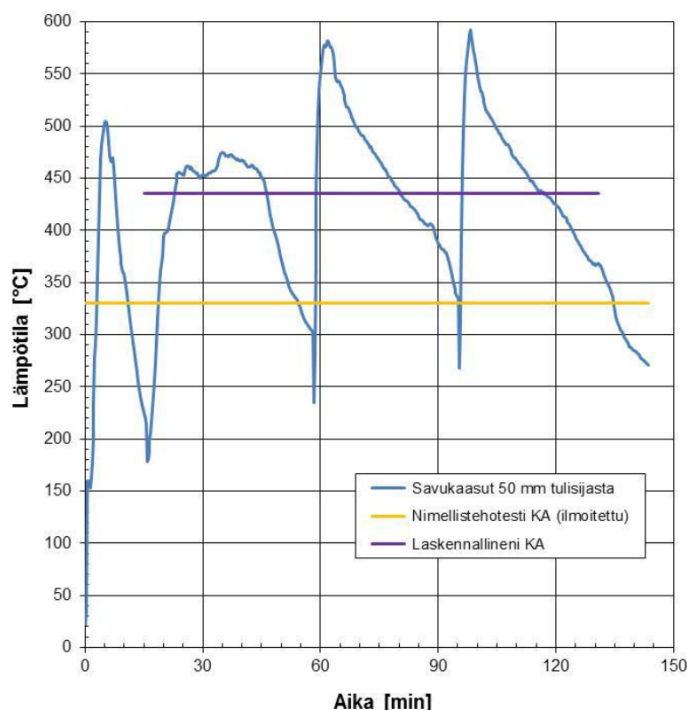


Kuva 17: Savukaasun lämpötilat 10 m^3 sisäsaunassa, kiuas tarkoitettu $8\text{--}16 \text{ m}^3$ tilaan. Lämpötilat mitattiin tätä työtä varten savukaasukanavasta $0,30 \text{ m}$ etäisyydellä kiuksaasta. Mittalaitteena oli Extech SD200 tallentava lämpömittari, joka oli varustettu 5 mm k-tyypin termoparianturilla.

Kuvista 16 ja 17 nähdään, että vaikka käytettäisiin periaatteessa lähes samanlaisia kiuksaita, saunan käyttötottumukset vaikuttavat merkittävästi savukaasun lämpötilaan ja sen vaihteluun saunomisen aikana. Kiukaan 2 savukaasun lämpötilavaihtelu oli huomattavasti suurempi kuin kiukaalla 1 Inha *et. al* [30] mukaan. Molemmat kiukaat olivat CE-

merkittyjä ja hyväksytty käytettäväksi T600 luokan hormin kanssa. Kiukaan 2 savukaasun lämpötila ylitti $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ normaalissa käytössä, joten sen soveltuvuutta T600 hormille on kuitenkin syytä epäillä. Kiukaan 2 mittauksen kolme äkillistä notkahdusta lämpötilassa, noin 20:05, 20:25 ja 20:40, johtuvat siitä, että samasta asennusreiästä mitattiin kolme kertaa myös savukaasun nopeutta kanavassa, jolloin lämpötila-anturi oli pois paikaltaan.

Kuvassa 18 on erään kamiinan savukaasujen lämpötila käytön aikana Inha *et. al* tutkimuksen [30] mukaan.



Kuva 18: Erään kamiinan käytönaikainen savukaasun lämpötila [30].

Kamiinan savukaasun lämpötilanvaihtelu on lähes samanlaista kuin kiukaalla 2. Korkea savukaasun lämpötila antaa aiheita olettaa hyötysuhteen olevan lähempänä saunakiukaille tyypillistä 0,6-0,7 kuin kamiinalle annettua 0,8. Tässä työssä käytetäänkin kamiinalle arvoa 0,7, joka antaa savukaasujen keskilämpötilaksi noin $410\text{ }^{\circ}\text{C}$, eikä valmistajien ilmoittamia arvoja. Hyötysuhde 0,7 vastaa paremmin toteutuneita savukaasun lämpötiloja kuin valmistajan ilmoittavat arvot, 0,8-0,9, jotka eivät kuvan 18 mukaan voi pitää paikkaansa tavallisessa käytössä. Kuumempi savukaasu tarkoittaa väistämättä pienempää hyötysuhdetta, joten tulisijojen käytönaikaisen hyötysuhteen tarkempi selvittäminen olisi tarpeellista.

Kaasun lämpötila muuttuu myös kanavassa virtauksen suuntaisesti tapahtuvan jäähtymisen vuoksi sekä siirryttäessä kanavassa eri etäisyydelle seinämästä. Kanavan seinämällä kaasun lämpötila on sama kuin seinämlämpötila ja virtauskanavan keskellä se on suurempi kuin virtauksen keskilämpötila. Putkivirtauksissa päästään kuitenkin varsin hyviin tuloksiin ottamalla aineominaisuudet lämpötilassa T_{ref} . Ongelmana tässä on kuitenkin se,

että sekä T_{in} että T_{out} muuttuminen vaikuttaa tähän referenssilämpötilaa. Eli ennen laskennan suorittamista tietyllä T_{in} arvolla täytyy arvata, mikä on T_{out} kyseisessä tapauksessa. Laskennan jälkeen tarkistetaan T_{out} ja tarvittaessa lasketaan uudelleen käyttämällä uutta T_{out} arvoa. Taulukossa 9 on esitetty savukaasun ominaisuuksia eri T_{in} ja T_{out} arvoilla.

Taulukko 9: Savukaasun ominaisuudet eri T_{in} ja T_{out} arvoilla.

T_{in} (°C)	550	550	550	450
T_{out} (°C)	500	300	200	200
k (W/mK)	0,0561	0,0496	0,0463	0,043
$10^5 \mu$ (kg/sm)	3,94	3,58	3,38	3,18
Pr	0,874	0,873	0,872	0,873
c_p (kJ/kgK)	1,24	1,21	1,2	1,18
ρ (kg/m ³)	0,442	0,491	0,523	0,565

Arvoista μ ja k on laskettu yhtälöiden 7 - 10 mukaisesti ja c_p ja ρ kaasuseoksen komponenttien ominaisuuksista mooliosuuksilla painotettuna summana. Tuloksista nähdään selkeästi, miten T_{out} muuttuminen vaikuttaa virtausaineen ominaisuuksiin, erityisesti lämmönjohtavuuteen ja tiheyteen.

6.1.3 Laitteistossa käytettävät materiaalit

Säiliömateriaaliksi valittiin 2 mm paksu ruostumaton teräs, koska siitä säiliön rakentaminen onnistuu hyvin ja sillä on hyvät korroosion- ja lämmönkesto-ominaisuudet. Lämmönkeräinpintojen materiaaliksi tässä työssä oletetaan alumiinilevy tai -siili, jonka pohjan paksuus on 5 mm. BiTe-elementtejä käytettäessä alumiinin käyttölämpötila-alue on riittävä. Eli nyt ei tarvita kalliimpaa ja vaikeammin työstettävää kuparia vaan voidaan käyttää yleisesti saatavilla olevia pursotettuja alumiiniprofiileja. TEG-elementin molemmiin puolin käytettävän lämmönsiirtoaineen lämmönjohtavuudeksi oletetaan 9 W/mK, joka on tyypillinen arvo laadukkaille elektroniikassa käytettäville lämpötahnoille.

6.2 Energian tuotanto

Tässä työssä tutkitaan TEG-CHP-laitteistolla saatavaa vedenlämmitys- ja sähköenergiaa, eikä tarkastella tulisijoista suoraan hyödynnettävää lämmöntuottoa kappaleessa 5.2 esitettyä tarkemmin. TEG-CHP-laitteiston kokonaisenergiantuotto saadaan laskettua kaavalla 4 savukaasuvirtauksen ominaisuuksien perusteella. Tämän käyttö kuitenkin vaatii

ensin koko järjestelmän lämmönsiirron mallinnusta, jotta saadaan selville T_{out} . Lisäksi tulee huomioida savukaasun ominaisuuksien vaihtelu energiantuotannon aikana.

Lämpimään käyttöveteen hyödyksi saatava energia kerätään savukaasuista osin TEG-elementtien läpi ja osittain niiden jälkeen suoraan säiliön seinämän läpi. TEG-elementtien määrää muokkaamalla pystytään vaikuttamaan laitteiston sähköntuottoon sekä hintaan. Tässä työssä TEG-CHP-laitteiston savukaasukanavan pituudeksi valittiin 0,5 m, mutta tätä voidaan muuttaa tehontarpeen mukaan. Säiliön pidentäminen lisää huomattavasti lämmöntuottoa, mutta tätä rajoittaa usein käytettävissä oleva tila.

Laitteiston sähköntuotanto perustuu suoraan TEG-elementtien läpi siirtyvään lämpövirtaan sekä elementin hyötysuhteeseen toimintapisteessä. Kuten aiemmin on esitetty, hyötysuhde riippuu voimakkaasti elementin kylmän- ja kuumanpuolen lämpötiloista sekä elementin yli vallitsevasta lämpötilaerosta. Periaatteessa on aina parempi, mitä enemmän lämpöä elementin läpi siirtyy, mutta mitoituksessa on huomioitava myös se, ettei elementin ylintä käyttölämpötilaa ylitetä. Kylmän puolen lämpötilaa on vaikea laskea alemmaksi. Kappaleessa 4.4.4 esitetyn mukaisesti kylmän puolen lämpötila on useimmiten hieman yli 100 °C käytettäessä jäähdytyksessä vapaata konvektiota veteen. Näin ollen sähköntuotannon hyötysuhde riippuu lähinnä valitusta elementistä sekä lämmönkeräimen mitoituksesta.

6.3 Järjestelmän taloudellinen kannattavuus

TEG-elementteihin perustuvaa erittäin pientä CHP-laitteistoa ei voida suoraan taloudellisessa mielessä verrata kaupallisesti myytävänä oleviin mikro-CHP-laitteistoihin näiden erilaisen käyttötarkoituksen vuoksi. Tässä työssä tarkasteltavan TEG-CHP-laitteiston potentiaalisia käyttökohteita ovat sellaiset, joissa sähköntarve on hyvin pientä ja satunnaista, eikä alueella ole käytettävissä sähköverkkoa. Tällöin laitteiston sähkötehoa ja hyötysuhdetta olennaisempaa onkin laitteiston hankintahinta sekä halpa, käyttöpaikasta löytyvä polttoaine. Siksi tätä TEG-CHP-laitteistoa verrataankin muihin vaihtoehtoihin tapoihin tuottaa sähköä ja lämpöä satunnaisesti sähköverkon ulkopuolella.

Jos TEG-elementteihin perustuvaa mikro-CHP-laitteistoa haluttaisiin verrata kaupallisesti saatavilla oleviin laitteistoihin, joista pienimpienkin sähköteho on noin 1 kW, täytyisi TEG-CHP-laitteiston olla alusta alkaen suunniteltu sähköntuottamiseen. Tällöin laitteessa pystyttäisiin hyödyntämään myös tulipesän ja veden väliset korkeat lämpötilaerot sähköntuotannossa ja laitteisto tuottaisi pelkästään sähköä- ja lämmintä vettä, kuten kaupallisesti saatavilla olevat mikro-CHP-laitteet.

Tässä työssä tarkastellun savukaasukanavaan liitettävän TEG-CHP-laitteiston kustannukset koostuvat pääasiassa vesisäiliöstä, TEG-elementeistä ja kokoamistyöstä. Lisäksi laitteiston järkevä käyttö vaatii akun ja lataussäätimen. Kun järjestelmä mitoitetaan oikein,

siinä voidaan käyttää yleisesti saatavilla olevia 12 V akkuja, lataussäätimiä ja sähkölaitteita. Tässä työssä tarkasteltavaksi otetaan TEG-CHP-laitteisto, jonka maksimisähköteho on noin 200 W, jolla pystytään kattamaan valaistuksen ja mobiililaitteiden tarvitsema sähkö. Tätä laitteistoa verrataan muihin tapoihin, jolla laitteiston tuottama sähkö pystyttäisiin tuottamaan tai tuomaan paikalle.

6.4 Ratkaistavat yhtälöt

Lämmönsiirron laskeminen kappaleessa 4 esiteltyjen yhtälöiden avulla johtaa tilanteeseen, jossa oikean tuloksen saavuttamiseksi joudutaan iteroimaan. Tämä johtuu siitä, että yhtälöissä käytettävä T_{ref} muuttuu T_{out} muuttuessa ja sitä ei voida tietää ennen laskennan suorittamista. Lisäksi T_{ref} vaikuttaa merkittävästi virtausaineen ominaisuuksiin sekä lämmönsiirron tehokkuuteen. Seuraavana kappaleissa 6.3.1 - 6.3.4 esiteltävällä tavalla saadaan kohtuullisen hyvä arvio laitteistosta saatavissa olevasta sähkötehosta käyttämällä tässä työssä aiemmin esiteltyjä yhtälöitä ja oletuksia. Vaikka laskennassa onkin jouduttu tekemään joitain oletuksia laskennan helpottamiseksi, antaa se hyvän kuvan siitä, millaisiin tuloksiin tässä työssä esitellyn kaltaisella TEG-CHP-laitteistolla pitäisi päästä. Lisäksi selviää, mitkä ovat laitteiston suurimmat ongelmat käytettävyyden ja sähköntuotannon osalta.

6.4.1 Lämmönsiirto kaasuvirtauksesta

Kaasuvirtauksen kokonaislämmönsiirto koostuu konvektiivisesta- ja säteilylämmönsiirrostä kappaleiden 4.1 ja 4.2 mukaisesti. Yhtälöiden ratkaisemiseksi tarvitaan kaasuvirtauksen ominaisuudet, jotka esiteltiin kappaleessa 6.1.2, sekä virtauskanavan ja lämmönkeräimien dimensiot. Lisäksi täytyy tietää lämmönsiirtopintojen lämpötila T_s sekä kaasuvirtauksen loppulämpötila T_{out} sen poistuessa järjestelmästä, jotta pystytään laskemaan T_{ref} ja saadaan näin virtaukselle tarvittavat aineominaisuudet sekä lämpötilaero $T_{ref} - T_s$ lämpövirran yhtälöiden ratkaisemiseksi.

Iteratiiviseen laskentaan joudutaan, koska T_s ja T_{out} arvot eivät ole tiedossa ennen kuin koko järjestelmän lämmönsiirto on laskettu. Lisäksi sähköntuoton ja lämmönkeräimien optimointi lisää iteraatiotarvetta, kun lämmönkeräimien ja kanavan dimensiota joudutaan muuttamaan halutun lopputuloksen saamiseksi. Tässä työssä lämmönsiirtopinnat mitoitettiin siten, että kiukaan perään kytkettynä $T_{teg,max} \approx 300\text{ °C}$, kun $T_{in} = 650\text{ °C}$. Tällöin ei ole vaaraa elementtien ylikuumenemisesta normaaleissa käyttöolosuhteissa T600 luokan tulisijoilla, kunhan säiliössä on vettä. Tarkemmalla mitoituksessa tietyn tulisijan mukaan päästäisiin jonkin verran parempaan sähköntuottoon.

6.4.2 Lämmönsiirto veteen

Lämmönsiirto vesisäiliön pinnasta veteen on huomattavasti tehokkaampaa kuin lämmönsiirto kaasuvirtauksesta. Pieni muutos vedenlämpötilassa ei juuri vaikuta vesisäiliön seinämlämpötilaan ja veden lämpötila muuttuu erittäin hitaasti verrattuna kaasuvirtauksen lämpötilaan. Siksi voidaan olettaa T_v vakioksi, kun tarkastellaan lämmönsiirtoa tietyllä T_{in} arvolla. Lisäksi voidaan olettaa säiliön savukaasukanavan puoleisen pinnan lämpötilaksi lämmönkeräinpintojen jälkeen noin 2 °C yli veden lämpötila. Tämä arvo saadaan kiukaan keskiarvoisilla savukaasun ominaisuuksilla, kun säiliön vesi on 100 °C ja veden ollessa 20 °C tämä ero on noin 6 °C . Tämän muutoksen merkitys lämmönkeräinpintojen jälkeiseen lämmönsiirtoon on noin 1% , joten sen laskeminen kaikissa tilanteissa ei merkittävästi paranna saatavia tuloksia, etenkin, kun pääasiallisena mielenkiinnon kohteena on tuotettava sähköenergia.

Iteroinnin määrän rajoittamiseksi tässä työssä oletettiin säiliön korkeudeksi kaikissa tilanteissa $0,5\text{ m}$ ja geometria muuttumattomaksi. Tällöin pystyttiin myös toteuttamaan kappaleen 4.4.4 mukaiset sovitteet kiehumisen lämmönsiirrolle neljälle eri T_v arvolle. TEG-elementin ja veden väliseksi lämmönsiirtopinta-alaksi oletettiin alue, jonka sivun pituus on 1 cm enemmän kuin TEG-elementin sivun pituus. Laskennan tuloksista voidaan arvioida, ettei tämän alueen koko vaikuta $T_{teg,min}$ arvoon merkittävästi, joten oletus on käyttökelpoinen. Vesisäiliön pieni lämmönsiirtopinta-ala TEG-elementin kohdalla johtuu ruostumattoman teräksen huonosta lämmönjohtavuudesta suhteessa veden lämmönsiirtoon sekä säiliömateriaalin ohuudesta.

Luonnollisen konvektion h_c oletettiin vesisäiliössä vakioksi koko lämmönsiirtopinnalla. Tarkalleen ottaen tämä ei pidä paikkaansa, vaan se muuttuu säiliön korkeussuunnassa, mutta kaikissa tilanteissa lämmönsiirto veteen on huomattavasti tehokkaampaa kuin kaasuvirtauksen lämmönsiirto, joten sen vaikutus laskennan tulokseen on käytännössä merkityksetön.

6.4.3 Saatava sähkö- ja lämpöteho

Savukaasusta saatavat sähkö- ja vedenlämmitystehot, P_{el} ja P_{lv} , saadaan laskettua kappaleiden 3.3 ja 4 mukaisesti. Näin saadaan selville myös laskennan mukainen savukaasuvirtauksesta saatava kokonaisteho $P_{tot} = P_{el} + P_{lv}$. Tämän tehon on oltava yhtä suuri kuin yhtälön 4 mukainen savukaasusta saatava lämpöteho \dot{Q}_{sk} . Jos näin ei ole, tulee savukaasun loppulämpötilaa muuttaa niin kauan, että $\dot{Q}_{sk} = P_{tot}$.

6.4.4 Järjestelmän herkkyysanalyysi

Järjestelmän toiminnan selvittämiseksi erilaisissa käyttötilanteissa tutkittiin sen toimintaa eri T_{in} , T_v ja \dot{m}_{sk} arvoilla. T_{in} ja T_v vaihtelevat aina laitteiston käytön aikana, käytännössä T_{in} vaihtelee jatkuvasti tulisijan hetkellisen puumäärän mukaisesti ja T_v nousee käytön

aikana, kunnes saavutetaan T_{kp} . \dot{m}_{sk} muuttuu hieman, kun tulisijan puumäärä tai T_{sk} muuttuu, mutta tulisijan tavanomaisessa käytössä \dot{m}_{sk} voidaan olettaa likimain vakioksi. Eniten sitä muuttaa tulisijan ilmaluukkujen asento sekä savupiipun ominaisuudet, eli eri käyttöpaikoissa \dot{m}_{sk} voi olla hyvin erilainen ja yleisessä käytössä olevissa paikoissa se voi muuttua myös käyttäjän vaihtuessa.

Järjestelmän tulisi kestää kaikkea tulisijan käyttöä ilman vaaraa sen rikkoontumisesta. Sen vuoksi sitä ei voida mitoittaa käyttämään TEG-elementtien hetkellistä lämmönkertoa, koska tulisijan vääränlaisella käytöllä T_{in} voi pysyä hyvin korkeana pitkiäkin aikoja. Jos tällöin elementtien lämpötila on yli jatkuvan käytön maksimin, elementtien käyttöikä lyhenee merkittävästi.

7. TULOKSET

Laskennasta saadaan erilaisilla savukaasun ominaisuuksilla ja lämmönsiirtopintojen mitoituksilla hyvin erilaisia sähkön- ja lämmöntuoton arvoja. Toteutettavuuden tarkastelun kannalta ei ole kuitenkaan tarpeellista tietää tarkasti toimintaa kaikissa pisteissä ja siksi tässä yhteydessä esitetäänkin laskettuja arvoja tietyissä toimintapisteissä. Edelleen tulee huomioida, että vesisäiliön koko ja geometria on tarkoituksella pidetty vakiona eri tilanteissa laskennan ja vertailun helpottamiseksi, kuten kappaleessa 6 on esitetty, vaikka tämä ei tuotakaan kovin hyvää kokonaistehoa. Tämä johtuu pääasiassa siitä, että säiliön korkeus jää varsin lyhyeksi käytettäessä lämmönsiirtolevyjä, joiden pituudeksi tuli 400 mm, kun järjestelmä mitoitettiin kappaleen 6.3.1 mukaisesti.

Tarkasteluissa TEG-elementteinä on käytetty neljää 18 W BiTe-elementtiä, joiden sivun pituus on 56 mm ja paksuus 5,0 mm. Elementtien nimelliset suoritusarvot ovat teholle 17,6 W ja optimi kuormitusjännitteelle 8,8 V, jotka saavutetaan, kun $T_{teg,max} = 320\text{ °C}$ ja $T_{teg,min} = 30\text{ °C}$. Tarkemmat suorituskykytiedot, joiden perusteella laskenta on toteutettu, on saatu elementtien jälleenmyyjiltä [27] [31].

Seuraavassa taulukossa 10 on esitetty laskennan tulokset keskimääräisillä savukaasun arvoilla ja 400 mm pitkällä lämmönsiirtolevyllä. Tuloksista käy selkeästi ilmi, että samalla tavalla mitoitettuna laitteisto ei toimi kovin hyvin pienemmän savukaasutehon tarjoavassa kamiinassa.

Taulukko 10: Lämmönkeräinlevyistä ja neljästä 18 W BiTe-elementistä muodostuvan TEG-CHP-laitteiston suoritusarvot tulisijojen keskimääräisillä savukaasuvirtauksilla.

Tulisija		Kiuas	Kamiina
Lämpöteho (kW)		15	4
Massavirta (g/s)		19,5	4,1
Lämpötilat (°C)			
Savukaasu	sisään	490	410
	ulos	423	285
Lämmönsiirtimen pinta		256	165
TEG	max	244	161
	min	112	108
Vesisäiliön pinta	elementin kohdalla	109	107
	loppuosa	102	102
Vesi		100	100
Sähköntuottosuhte		0,041	0,03
Sähköteho (W)		17,4	4
Lämpöteho veteen (W)		847	312

Kiukaassa yksinkertaisella laitteella, joka koostuu neljästä 18 W elementistä, saadaan laitteiston sähkötehoksi 17,4 W keskimääräisellä savukaasuvirtauksella. Suorituskyky on varsin matala, koska korkea kylmän puolen lämpötila laskee merkittävästi elementin hyötysuhdetta. Lisäksi saatavaa tehoa rajoittaa lämmönsiirtimen mitoitus lämpötilan T_{in} mukaisesti, joka on välttämätöntä elementtien rikkoontumisen välttämiseksi.

Kun lämmönkeräinlevyt korvataan ripalevyillä, lämmönsiirto virtauksesta tehostuu huomattavasti ja saman energiamäärän tuottava lämmönkeräin lyhenee oleellisesti verrattuna suoraan levyyn. Erityisesti tämä korostuu pienemmän savukaasuvirtauksen omaavassa kamiinassa. Taulukossa 11 on esitetty laskennan tulokset keskimääräisillä savukaasuvirtauksen ominaisuuksilla, kun lämmönkeräin on alumiinista valmistettu ripalevy, jonka pituus on 100 mm, ripojen korkeus 15 mm ja ripalevyn kokonaiskorkeus 20 mm. Siilissä on 16 kappaletta virtauksen suuntaisia levyripoja, joiden paksuus on 1,5 mm.

Taulukko 11: Ripalevyistä ja neljästä 18W BiTe-elementistä muodostuvan TEG-CHP-laitteiston suorituskyky tulisijojen keskimääräisillä savukaasuvirtauksilla.

Tulisija		Kiuas	Kamiina
Lämpöteho (kW)		15	4
Massavirta (g/s)		19,5	4,1
Lämpötilat (°C)			
Savukaasu	sisään	490	410
	ulos	389	228
Lämmönsiirtimen pinta		322	227
TEG	max	315	223
	min	114	110
Vesisäiliön pinta	elementin kohdalla	109	108
	loppuosa	102	102
Vesi		100	100
Sähköntuottosuhte		0,041	0,035
Sähköteho (W)		27,7	12,4
Lämpöteho veteen (W)		1510	450

Laskennassa käytetyllä ripalevyllä kamiinan yhteydessä saatava sähköteho nousee jo lähelle kiuasasennuksessa suoralla lämmönkeräimellä saatavaa tehoa. Tämä kertoo hyvin ripalevyn tehokkuudesta, kun kamiinan savukaasuteho on vain noin neljäsosan siitä, mitä se on kiukaalla. Tämä ratkaisu ei kuitenkaan sovellu tällaisenaan kiuaskäyttöön BiTe-elementillä, koska se nostaa elementin lämpötilan liian korkeaksi heti savukaasun lämpötilan noustessa yli 500 °C.

7.1 Järjestelmän herkkyyshanalyysi

Järjestelmän käytettävyyden selvittämiseksi tutkittiin, miten järjestelmän toiminta muuttuu olosuhteiden muuttuessa. Tavoitteena oli selvittää, miten P_{el} ja $T_{teg,max}$ muuttuvat, kun T_{in} , T_v tai \dot{m}_{sk} muuttuu. Näin voidaan varmistua siitä, ettei TEG-elementtien käyttölämpötila-alue ylity. Saatujen tietojen avulla pystytään myös paremmin arvioimaan sähköenergiaa, joka laitteistosta saadaan normaalin käyttöjakson aikana. Tarkempi herkkyyshanalyysi toteutettiin kiukaaseen asennetulle ja suorilla lämmönkeräinlevyillä varustetulle järjestelmälle. Kamiinaan soveltuvalle ripalevyratkaisulle tehtiin vain suppea tarkastelu, jossa selvitettiin savukaasun lämpötilan muutoksen vaikutus saatavaan tehoon ja elementin lämpötiloihin.

7.1.1 Savukaasuvirtauksen muutos

Järjestelmän toimivuuteen eniten vaikuttava tekijä on savukaasun lämpötilan vaikutus TEG-elementin maksimilämpötilaan. Tähän jouduttiin hieman paneutumaan jo mitoitettaessa lämmönkeräinlevyä sellaiseksi, että kun $T_{in} = 650\text{ °C}$ niin $T_{teg,max} = 300\text{ °C}$. Taulukossa 12 on esitetty kiukaan savukaasukanavaan asennetun, neljästä suoralla lämmönkeräinlevyllä varustetusta TEG-elementistä koostuvan, järjestelmän suoritusarvot eri savukaasun lämpötiloilla. Laitteiston kokonaishyötysuhde on ilmoitettu prosentteina laitteistoon saapuvan savukaasun energiasta.

Taulukko 12: lämmönkeräinlevyillä varustetun TEG-CHP-laitteiston suorituskykyarvoja eri savukaasun lämpötiloilla kiukaaseen asennettuna.

Tulisija		Kiuas			
Lämpöteho (kW)		15			
Massavirta (g/s)		19,5			
Lämpötilat (°C)					
Savukaasu	sisään	620	490	400	300
	ulos	520	423	351	270
Lämmönsiirtimen pinta (ka)		306	256	223	186
TEG	max	289	244	213	180
	min	114	112	110	108
Vesisäiliön pinta	elementin kohdalla	110	109	108	107
	loppuosa	102	102	102	101
Vesi		100	100	100	100
Elementin tuottosuhte		0,042	0,041	0,037	0,033
Sähköteho (W)		24,3	17,4	11,8	6,6
Lämpöteho veteen (W)		1300	847	600	354
Kokonaishyötysuhde (%)		10,0	8,5	7,6	6,1

Tuloksista nähdään selkeästi, että savukaasun lämpötilan nousu välillä 400 – 600 °C nostaa saatavat sähkö ja lämpötehot noin kaksinkertaiseksi. Savukaasun lämpötilalla on siis erittäin suuri vaikutus laitteistosta saatavaan tehoon. Lisäksi suurempi savukaasun lämpötila nostaa laitteiston hyötysuhdetta, saatavan energian ollessa 620 °C savukaasulämpötilalla 10,0 % savukaasun energiasta, kun se 300 °C savukaasulla on enää noin 6 %. Tämä johtuu pääasiassa siitä, että lämmönsiirto on tehokkaampaa, kun lämpötilaero on suurempi. Taulukossa 13 on vastaavat tulokset kamiinaan asennettavalle siiliratkaisulle.

Taulukko 13: Ripalevyillä varustetun TEG-CHP-laitteiston suorituskyky eri savukaasun lämpötiloilla kamiinaan asennettuna.

Tulisija		Kamiina		
Lämpöteho (kW)		4		
Massavirta (g/s)		4,1		
Lämpötilat (°C)				
Savukaasu	sisään	600	410	300
	ulos	290	228	190
Lämmönsiirtimen pinta		307	227	184
TEG	max	301	223	182
	min	113	110	107
Vesisäiliön pinta	elementin kohdalla	109	108	106
	loppuosa	102	102	102
Vesi		100	100	100
Elementin tuottosuhte		0,041	0,035	0,03
Sähköteho (W)		25,6	12,4	6,3
Lämpöteho veteen (W)		789	450	271
Kokonaishyötysuhde (%)		30,5	26,4	22,5

Levylämmönsiirtimin toteutettua kiuasasennusta ja kamiinan ripalevyratkaisua vertaamalla huomataan, että siiliratkaisulla saadaan huomattavasti pienempitehoisesta kamiinasta käytännössä sama sähköteho, kuin kiukaasta. Tässä on kuitenkin huomioitava, että sopivalla ripalevyratkaisulla pystyttäisiin myös kiukaan savukaasutehosta hyödyntämään suurempi osa sähkötehona. Taulukon 13 mukaan ripalevyratkaisun hyötysuhde on noin kolminkertainen verrattuna levylämmönsiirtimin toteutettuun ratkaisuun. Tämä johtuu siitä, että ripalevyn lämmönsiirto on huomattavasti tehokkaampaa kuin suoralla levyllä, jolloin suurempi osa savukaasun lämpöenergiasta saadaan hyödynnetyksi. Tuloksista selviää myös, että ripalevy reagoi lämpötilan muutoksiin hieman suoraa levyä tehokkaammin, 300 °C savukaasuilla molemmat laitteistot toimivat lähes samalla teholla, mutta 600 °C lämpötilalla ripalevy antaa suuremman tehon. Tämä tarkoittaa käytännössä, että ripalevyratkaisu on herkempi savukaasuvirtauksen muutoksille.

Seuraavaksi tarkasteltiin savukaasun massavirtauksen muutoksen vaikutuksia levylämmönsiirtimin toteutetun laitteiston suoritusarvoihin. Taulukossa 14 on esitettyinä nämä arvot kiukaaseen asennetulle laitteistolle kolmella eri savukaasun massavirtauksella, kun vain virtaus muuttuu ja muut arvot pysyvät vakioina.

Taulukko 14: Savukaasun massavirran muutoksen vaikutus TEG-CHP-laitteiston suori-
tuskykyyn.

Massavirta (g/s)		18	19,5	21
Lämpötilat (°C)				
Savukaasu	sisään	490	490	490
	ulos	420	423	426
Lämmönsiirtimen pinta (ka)		249	256	262
TEG	max	237	244	249
	min	111	112	112
Vesisäiliön pinta	elementin kohdalla	109	109	109
	loppuosa	102	102	102
Vesi		100	100	100
Elementin tuottosuhte		0,041	0,041	0,041
Sähköteho (W)		16,5	17,4	18,2
Lämpöteho veteen (W)		816	847	876

Pieni virtauksen lisääntyminen tai vähentyminen ei vaikuta merkittävästi laitteiston käytettävyyteen. Vaikutus sähkötehoon vastaa suunnilleen savukaasuvirtauksen tehon muutosta, 7,7 % nousu tai lasku savukaasuvirtauksessa muuttaa saatavaa sähkötehoa noin 5 %. Vaikutus TEG-elementin lämpötilaan on käytännössä merkityksetön, kun otetaan huomioon, ettei savukaasuvirtaus juurikaan vaihtelee käytön aikana.

7.1.2 Veden lämpötilan muutos

Aiemmin esitetyn mukaisesti TEG-elementin kylmän puolen lämpötilalla on suuri merkitys elementistä saatavaan sähkötehoon, koska lämpötilan lasku nostaa sekä sähköntuottosuhdetta että elementin läpi kulkevaa lämpövirtaa. $T_{teg,min}$ lasku nostaa siis sähkötehoa kahdesta syystä. Ongelmaksi muodostuu se, ettei veden lämpötila ole suoraan verrannollinen tähän. Taulukossa 15 esitetään levylämmönsiirtimen varustetun laitteiston suoritusarvot neljällä eri vedenlämpötilalla kiukaaseen asennettuna.

Taulukko 15: Veden lämpötilan vaikutus levylämmönsiirtimin toteutetun TEG-CHP-laitteiston suorituskykyyn kiukaaseen asennettuna.

Veden lämpötila (°C)		100	80	50	20
Lämpötilat (°C)					
Savukaasu	sisään	490	490	490	490
	ulos	424	423	420	417
Lämmönsiirtimen pinta (ka)		256	256	241	225
TEG	max	244	243	228	211
	min	112	111	85	55
Vesisäiliön pinta	elementin kohdalla	109	108	84	52
	loppuosa	102	82	52	22
Elementin tuottosuhte		0,041	0,041	0,046	0,054
Sähköteho (W)		17,4	17,5	20,7	25,7
Lämpöteho veteen (W)		847	848	877	907

Tuloksista selviää, että veden lämpötilan muutos välillä 100 – 20 °C vaikuttaa merkittävästi saatavaan tehoon. Tässä on kuitenkin huomionarvoista se, ettei tehonmuutos ole lineaarinen. Tämä johtuu kiehumislämmönsiirron tehokkuuden epälineaarisuudesta, jota on käsitelty kappaleessa 4.4.4. Tämän vuoksi lämpötilan muutos 100 -80 °C välillä ei vaikuta järjestelmän sähkötehoon käytännössä lainkaan. Lämmitystehoon tämä sen sijaan vaikuttaa vaikka se ei näykään suoraan tuloksissa. Tämä johtuu siitä, että 100 °C vedessä kaikki siihen siirtyvä lämpöteho menee veden höyrytämiseen ja sitä ei saada yleensä hyödynnettyä lainkaan, mitä laskennassa ei ole otettu huomioon.

7.2 Järjestelmän tuottama energia

TEG-CHP-järjestelmästä käyttökerran aikana saatavaa sähkötehoa ei voida laskea keskimääräisen käytönaikaisen savukaasun lämpötilan avulla, koska sähköntuottosuhte vaihtelee voimakkaasti käyttötilanteiden mukaan. Järjestelmän tuottamaa energiaa käyttökerran aikana arvioidaan tässä tapauksessa hieman yksinkertaistetusti. Tarkastelussa ei ole huomioitu lataussäätimen kuluttamaa sähkötehoa ja oletetaan laitteistoa kuormitettavan optimi jännitealueella koko ajan. Käytännössä saatava sähköenergia jää tätä hieman alemmaksi. Toisaalta seuraavana tehty tarkastelu ei ota huomioon sitä, että vesi on alussa kylmempää, joten lopulta käytännössä saatava sähköenergia on todennäköisesti lähellä laskettua tai jopa suurempi. Järjestelmästä saatavan lämpötehonkin muutos on epälineaarinen, joten sitä tulee tarkastella myös osissa käyttötilanteiden mukaisesti. Saatava lämpöteho on todennäköisesti hieman suurempi kuin laskettu, koska alussa lämpöä siirtyy tehokkaammin kylmään veteen.

Järjestelmän todellista sähköteho voidaan arvioida tutkimalla tehoa savukaasun lämpötilojen muutosten mukaisissa osissa. Seuraavana taulukossa 16 esitettävät arvot on laskettu

tätä työtä varten mitatun saunankiukaan lämpötilojen perusteella, jotka on esitetty kuvassa 17. Laskennassa oletettiin, että veden lämpötila pysyisi koko ajan 70 – 100 °C välillä, jolloin se ei vaikuttaisi saatavaan sähkötehoon. Mitatut savukaasun lämpötilat jaettiin taulukon 12 tulosten mukaisille lämpötilaväleille ja niiden lukumäärän perusteella arvioitiin aikaa, jonka savukaasun lämpötila oli kyseisellä välillä lämmitysjakson aikana. Vaikka laskentatapa on varsin karkea, tuloksista saadaan hyvin selville, miten sähkön- ja lämmöntuotto vaihtelee käytön aikana. Tuloksista tulisi tarkempia, jos tarkastelualue jaettaisiin pienempiin lämpötila-alueisiin. Tarkastelusta jätettiin pois ne mittaustulokset, jolloin lämpöanturi ei ollut savukaasukanavassa.

Taulukko 16: Yksinkertaisen levylämmönsiirtimin toteutetun TEG-CHP-laitteen arvioitu suorituskyky kiukaalla 2.

Savukaasun lämpötila (°C)	150-250	250-350	350-445	445-555	555-	Yhteensä
mittaustuloksia (kpl) mittausväli 30 s	52	79	56	44	8	239
aika (min)	26	39,5	28	22	4	119,5
Sähköteho (W)	0	6,6	11,8	17,4	24,3	
Lämpöteho (W)	155	354	600	847	1300	
Tuotettu energia						
Sähkö (Wh)	0,00	4,35	5,51	6,38	1,62	17,85
Lämpö (Wh)	67,17	233,05	280,00	310,57	86,67	977,45

Tehotarkastelun tuloksena saatiin kyseiselle esimerkkilaitteistolle keskisähkötehoksi noin 9 W ja keskilämpötehoksi 490 W. Tämä tarkoittaa päivittäisellä 3 tunnin käyttöajalla 27 Wh sähköenergian- ja 1470 Wh lämpöenergiantuottoa.

Näin pienellä energiantuotolla ei pystytä kattamaan käytännössä muuta kuin yhden tai kahden huoneen led-valaistuksen sähköntarve tai mobiililaitteen lataus sekä noin 20 l vesimäärän lämmitys. Näin ollen laitteistoon täytyisi asentaa enemmän TEG-elementtejä peräkkäin, jotta se olisi käyttökelpoinen kesämökin sähköistyksessä. Lisäksi sen pituutta tulisi kasvattaa, jolloin saataisiin suurempi osa savukaasun energiasta käytetyksi veden lämmitykseen.

Taulukon 16 tuloksia tutkittaessa on kuitenkin huomioitava kyseisen tulisijan savukaasulämpötilan suuri vaihtelu käytön aikana, joka laskee saatavaa sähkötehoa merkittävästi. Kiukaalla 1, jonka savukaasun lämpötilat on esitetty Kuvassa 16, päästäisiin 3 tunnin aikana noin 40 Wh sähköntuottoon. Tämä on noin 1,5 kertainen verrattuna taulukossa 16 esitettyyn tulokseen. Tämä johtuu siitä, että kyseisen kiukaan savukaasun lämpötilan on lähes koko käytön ajan yli 400 °C, jolloin sähkön tuotto on tehokkaampaa.

Taulukossa 6 esitettyjen tulosten mukaisesti TEG-elementtien sopivalla lukumäärällä ja lämmönsiirtopintojen mitoituksella pitäisi kohtuullisen helposti päästä noin 100 W sähkötehoon savukaasun lämpötilan ollessa yli 400 °C, tällöin taulukon 16 tapauksessa puolituntia, jonka ajan savukaasu oli välillä 350-450 °C tuottaisi noin 50 Wh sähköä, eli lähes

kolminkertaisesti verrattuna laskentaesimerkkinä käytettyyn laitteistoon. Samalla TEG-elementtien läpi siirtyisi noin 1,2 kWh lämpöä veteen. Tällaisella kohteeseen mitoitettulla laitteistolla pitäisi päästä kolmen tunnin käyttöajalla noin 200-400 Wh sähköntuottoon, kohteen savukaasun lämpötilatasosta ja se vaihtelusta riippuen. Samalla laitteisto tuottaisi noin 6-12 kWh lämpöä, riippuen elementtien jälkeisen vesisäiliön pituudesta ja savukaasun lämpötilan vaihtelusta käytön aikana. Tällä pystyttäisiin kattamaan esimerkiksi mökin valaistus ja mobiililaitteiden lataus sekä tuottamaan kaikki tarvittava lämmin vesi.

7.3 Järjestelmän kustannukset

TEG-CHP-laitteiston hinta pystytään laskemaan varsin helposti, koska laitteistoon kuuluu vain hyvin rajallinen määrä eri komponentteja. Taulukossa 17 on kustannusarvio mökkikäyttöön soveltuvalla TEG-CHP-laitteelle, jonka maksimisähköteho on noin 216 W. Tarvittavien osien hinnat perustuvat kaupoista saatavilla olevien tuotteiden hintoihin ja näin ollen kokonaiskustannusarvio on kuluttajahinta eli se sisältää myös arvonlisäveron.

Taulukko 17: Yksinkertaisen TEG-CHP-laitteen kustannusarvio.

Kokonaiskustannusarvio 200 W TEG-CHP-laitteisto	950
Teg-elementit (12 x 18 W)	450
Vesisäiliö	250
Tarvittavat alumiiniosat (n. 5 €/elementti)	60
Kokoaminen (1h)	70
Lataussäädin ja akku (60 Ah)	120

TEG-CHP-laitteiston hinta-arvioksi saadaan siis 950 euroa. Laitteistolle ei tarvitse laskea erillisiä asennuskuluja, jos se sopii suoraan saunan kiukaaseen. Käytettäessä 12 tai 24 V sähköjärjestelmää, myös sähkötyöt voi tehdä maallikkoasentaja. Koska mökkisovelluksissa saunankiukaan piippuun asennettava vedenlämmityssäiliö ostetaan usein joka tapauksessa veden lämmitystä varten, laitteiston todellinen kustannusvaikutus jää useissa tapauksissa noin 700 euroon. Tällä laitteistolla pitäisi oikein mitoitettuna päästä helposti noin 70 - 100 W keskisähkötehoon, jolloin tuotto 3 h käytön aikana on noin 200 - 300 Wh, jolla pystytään taulukon 4 mukaisesti kattamaan valaistuksen, mobiililaitteiden ja kannettavan tietokoneen päivittäinen sähköntarve. Tämä tosin vaatii, että kiukaan käyttötapa on TEG-CHP-laitteistolle sopiva ja savukaasujen lämpötilan vaihtelu lämmitysjakson aikana muistuttaa enemmän kiuasta 1 kuin 2, jotta sähköntuotto on tehokasta koko käyttöjakson ajan.

Jos TEG-elementtien avulla lähdetään toteuttamaan sähköteholtaan pienimpiä kaupallisia mikro-CHP-laitteistoja vastaavaa järjestelmää, sen kulut nousevat merkittävästi. Toi-

saalta tulisijassa, joka on rakennettu ja optimoitu TEG-elementtejä varten, pystytään toimimaan koko käytön ajan TEG-elementtien optimiteho ja hyötysuhdealueella. Joka tapauksessa 1 kWe teho tuottaisi lämpötehoksi BiTe-elementeillä noin 20 kW lämpötehon, joten laitteiston sähköteho jäisi erittäin pieneksi suhteessa kilpaileviin tekniikoihin. 1 kWe teho vaatisi käytännössä TEG-elementtien yhteenlasketuksi nimellistehoksi noin 1300 W, joka tarkoittaa taulukon 2 mukaisesti noin 2500 – 4000 euroa, hieman elementtityypistä riippuen käytettäessä BiTe-pohjaisia elementtejä. Tällä kustannustasolla laitteiston hinnan saaminen kilpailukykyiseksi Stirling-moottoriin perustuvien järjestelmien kanssa on hyvin haastavaa. Näin ollen tämänhetkisillä TEG-elementtien hinnoilla ja suorituskykyarvoilla ei pystytä haastamaan muita mikro-CHP-tekniikoita.

7.3.1 Järjestelmän kannattavuus pienkulutuskohteessa

Pienen sähkönkulutustarpeen kattamiseksi sähköverkon ulkopuolella on tällä hetkellä tarjolla käytännössä vain kaksi järjestelmää, aggregaatti ja aurinkosähköpaneeli. Lisäksi sähköntarve voidaan joissain tapauksissa kattaa tuomalla sähkö muualta akkuihin varastoituna. Näillä ei kuitenkaan pystytä lämmittämään vettä, joten näiden lisäksi pitää hankkia jokin vedenlämmityslaite, kuten saunan piippuun asennettava vedenlämmitin tai muuripata. Kaikissa saatavilla olevissa järjestelmissä, kuten myös tässä työssä tutkitussa TEG-CHP-järjestelmässä, on omat hyvät ja huonot puolensa.

TEG-järjestelmän ehdottomia etuja ovat sen halpa polttoaine, toimintavarmuus ja integrointi muutenkin käytössä olevaan tulisijaan. Lisäksi se on huoltovapaa. Huonona puolelta on sen heikko sähköteho. Lisäksi sähköntuotto laitteella vaatii aktiivista tulisijan käyttöä, joten järjestelmä ei lataa akkua, kun mökillä ei olla, mikä onnistuu aurinkopaneelilla.

Aggregaatti käyttää polttoaineena bensiiniä tai dieseliä, jotka ovat kalliita ja ne täytyy tuoda käyttökohteeseen usein pitkänkin matkan takaa. Aggregaatti aiheuttaa myös meluhaittaa ja sen käyttö tuottaa merkittävästi kasvihuonekaasupäästöjä. Lisäksi sen käytön optimoimiseksi kannattaisi yleensä rakentaa myös jonkinlainen akusto, joka nostaa järjestelmän rakennuskuluja. Hyvänä puolelta aggregaatissa on varsin luotettava toiminta kaikissa olosuhteissa sekä suuri teho, jolloin voidaan tarvittaessa käyttää myös suurempia sähkölaitteita.

Aurinkosähköjärjestelmän suurimmat ongelmat liittyvät auringonpaisteen vaihteluihin. Järjestelmä ei tuota sähköä lainkaan pimeänä aikana, kuten iltaisin, jolloin yleensä tarvittaisiin enemmän sähköä valaistukseen ja viihdelaitteisiin. Tämän vuoksi se tarvitsee akuston, jonka avulla päivällä tuotettua sähköä voidaan käyttää pimeänä aikana. Lisäksi järjestelmä on käytännössä käyttökelvoton koko pimeän talvikauden ajan, joten se sopii lähinnä kohteisiin, joissa on tarkoitus oleilla vain kesäaikaan. Lisäksi ongelmia saattaa

esiintyä, jos on pidempiä aikoja pilvistä, jolloin järjestelmän tuotto on huomattavasti kirkasta säästä alhaisempaa. Hyvinä puolina järjestelmässä ovat, että se toimii ilman polttoainetta ja se ei aiheuta melua.

Sähkön tuominen paikalle akuissa on työlästä ja soveltuu lähinnä hyvin lyhytaikaiseen käyttöön kohteissa, joihin on hyvät kulkuyhteydet, koska akut pitää aina viedä muualle ladattavaksi ja tuoda taas takaisin. Lisäksi akut ovat melko kalliita ostaa. Akkujen hyviä ominaisuuksia ovat niiden varmatoimisuus ja äänettömyys.

Seuraavassa taulukossa 18 on arvioitu eri järjestelmien kustannuksia. TEG-CHP-laitteistona on taulukon 17 laite ja paikalle tuotava akku on mitoitettu kattamaan viikon ajan TEG-järjestelmästä saatavan sähkönenergian. Akustoissa on huomioitava, että akulle sopiva käyttö on noin puolet koko akun varauskapasiteetista. Lisäksi akut kuluvat käytössä ja tässä työssä on oletettu huoltokuluissa että 10 vuoden tarkastelujakson aikana ne joudutaan uusimaan kerran. Laitteista vertailuun on valittu laadukkaina pidettyjä laitteita, joilla sähkön tuottaminen olisi ennustettavaa ja luotettavaa. Tämä nostaa hieman aurinkosähköjärjestelmän ja aggregaatin hintaa verrattuna halvimpiin saatavilla oleviin. Tämä on kuitenkin tarkoituksenmukaista, koska tavoitteena on, että laitteisto toimisi kohtuullisella varmuudella koko 10 vuoden tarkastelujakson ja mahdollisesti sen jälkeenkin.

Taulukko 18: Sähköverkon ulkopuolisen pienkulutuskohteen sähköntuotantovaihtoehtojen ominaisuudet ja kustannukset.

	TEG-CHP	Aggregaatti	Aurinkosähkö	Akut
Maksimiteho (W)	200	2000	80	2000
Maksimi päivätuotto (Wh/W _{as})	3	19	7	1 (Wh/W _{as})
Normaali päivätuotto (Wh/W _{as})	1-2	5	5 (kesällä)	0,15 (Wh/W _{as})
Käyttökulut (€/kWh)	-	1,2	-	0,2
Huoltokulut (€/vuosi)	10	60	15	60
Hankintahinta, ei akkuja	830	1500	100	-
Akut ja lataussäädin	120 (60 Ah)	120 (60 Ah)	200 (120 Ah)	600 (460 Ah)
Erillinen vedenlämmitin	-	250	250	250
Kulut 10 vuoden aikana, käyttö 15 kWh/vuosi	1050	2630	700	1480

Taulukosta 18 nähdään TEG-CHP-järjestelmän kustannusten olevan jonkin verran kalliimmat kuin aurinkosähköjärjestelmän ja erillisen vedenlämmittimen. TEG-CHP on kuitenkin käytettävyydeltään huomattavasti aurinkosähköä parempi, koska se toimii ympäri

vuoden aina yhtä tehokkaasti, eikä se ole riippuvainen auringon paisteen määrästä. Sillä voidaan myös tarvittaessa tuottaa tarvittaessa hieman enemmän sähköä lisäämällä tulisi-
jan käyttöaikaa. Tällöin tosin täytyy laskea jokin hinta käytetylle ylimääräiselle polttoai-
neelle.

Sähkön tuominen paikalle akuilla on hieman kalliimpaa kuin TEG-CHP-laitteiston
käyttö. Pääosin tämä johtuu siitä, että akkuja joudutaan uusimaan säännöllisesti, mikä
näkyvät akuston huoltokuluissa. Lisäksi akuston hankintahinta erillisen vedenlämmittimen
kanssa on lähes sama kuin TEG-CHP-järjestelmällä.

TEG-CHP on yli puolet halvempi kuin aggregaattijärjestelmä. Käytettävyydeltään se hä-
viää aggregaatille kuitenkin merkittävästi, koska sen maksimiteho on huomattavasti pie-
nempi. Kustannushyöty aggregaattijärjestelmään kasvaa TEG-järjestelmän eduksi, jos
aggregaatissa ei ole akustoa, koska tällöin aggregaatin sähköntuoton keskihyötysuhde pu-
toaa huomattavasti. Diesel aggregaatin hyötysuhde sekalaisessa käytössä on yleensä noin
0,1. Vertailussa TEG-CHP-järjestelmän ja aggregaatin välillä kannattaa myös huomioida
se, että mahdollisuus suurempaan sähkönkäyttöön usein aiheuttaa sähkönkäytön li-
sääntymistä. Tällöin aggregaatin vuosittaiset käyttökulut nousevat tässä esitettyä huomattavasti suuremmiksi, kun polttoaineen kulutus nousee käytön lisääntyessä.

8. YHTEENVETO

Tässä tutkimuksessa saatujen tulosten mukaisesti mikro-TEG-CHP-laitteisto on teknisesti toteutettavissa. Lisäksi voidaan todeta sen olevan varsin kilpailukykyinen ratkaisu pienen sähkönkulutuksen kattamiseen sähköverkon ulkopuolella, etenkin kohteissa, joissa käytetään joka tapauksessa puuta lämmöntuottamiseen. Tällöin laitteisto voidaan hyvin toteuttaa olemassa olevan tulisijan yhteyteen. Suuremman, omakotitalo-kokoluokkaan sopivan, noin 1 kW_e CHP-laitteiston rakentaminen TEG-elementtejä käyttäen ei sen sijaan vaikuta lainkaan järkevältä saatavilla olevien TEG-elementtien hyötysuhteilla. Käytännössä elementtien sähköntuottosuhde pitäisi olla vähintään 10 %, jotta laitteiston tuottamalla sähköllä olisi käytännön merkitystä, kun laitteistolla katetaan kohteen normaali lämmitystarve. Tällaisia elementtejä on jo saatavilla, mutta ne ovat erittäin kalliita, noin 90 €/W [27], joten niiden avulla laitteisto tulisi liian kalliiksi verrattuna kilpaileviin tekniikoihin.

Huolimatta TEG-CHP-laitteiston huonosta hyötysuhteesta ja pienestä sähkötehosta, sillä voitaisiin saavuttaa suuria etuja myös omakotitaloympäristössä. Erityisesti haja-asutusalueilla erilaiset sähköjakelun häiriöt ovat edelleen valitettavan yleisiä ja ilman sähköä nykyaikaisten talojen lämmitys- ja vesijärjestelmät ovat toimintakelvottomia. Jos esimerkiksi saunassa olisi asennettuna pieni TEG-CHP-laitteisto, joka olisi kytketty talon vesikiertoiseen lämmitysjärjestelmään, sillä saataisiin lämmitettyä taloa sähkökatkon aikana. Lisäksi sen tuottamalla sähköllä saataisiin ladattua mobiililaitteita, jolloin viestiyhteydet pysyisivät kunnossa. Lisäksi tuotetulla sähköllä saataisiin vettä kaivosta, eikä pidempikään sähkönjakelun häiriö ei aiheuttaisi akuutteja ongelmia asukkaille. Tämä laitteisto tarjoaa siis varsin kilpailukykyisen ratkaisun poikkeusoloihin varautumiseen erityisesti haja-asutusalueilla. Lisäksi siitä saataisiin merkittävää hyötyä lämpimän veden tuotannossa myös normaaliolosuhteissa, kun saunan lämmityksen aikana kuluva lämmin vesi saataisiin lämmitettyä TEG-CHP-laitteistolla kiukaan hukkalämmöllä.

Tutkimuksessa tarkastellun laitteiston hyvinä puolina pienkulutuskohteen sähköntuotannossa verrattuna muihin järjestelmiin ovat sen toimivuus kaikissa olosuhteissa, hiljaisuus sekä halpa polttoaine. Jos laitteistosta tulisijan normaalilla käytöllä saatava sähköenergia riittää kattamaan kohteen kulutuksen, on laitteisto erittäin kilpailukykyinen. Tämän pitäisi onnistua niukasti varustelluilla kesämökeillä sekä erilaisissa retkeilykohteissa, kuten autiotuvissa ja muissa luontomatkailu ja -harrastuskohteissa. Lisäksi potentiaalisia käyttökohteita ovat rantasaunat ja saunalautat, joissa sähkönkulutus ajoittuu hyvin yhteen käytön kanssa ja lisäksi sähkönkulutus on lähes suoraan verrannollinen tulisijan käyttöön. Jolloin kohteen sähköntuotto ja -kulutus ovat helpommin tasapainossa.

Käytännössä ainoana ongelmana on laitteiston pieni sähköteho, joten sillä ei pystytäkään tutkimuksessa käytetyllä 3 tunnin käyttöajalla, kattamaan muiden sähkölaitteiden,

kuin valaistuksen sekä mobiili- ja viihdelaitteiden, kuten kannettavan tietokoneen ja television, sähkönkulutus. Tällaisissa loma-asunto kohteissa voisikin olla järkevää yhdistää TEG-CHP- ja aurinkosähköjärjestelmät. Tällöin kesäkaudella sähköä olisi käytettävissä runsaasti ja CHP-laitteisto auttaisi asiassa silloin, kun aurinko ei paista. Lisäksi TEG-järjestelmä mahdollistaisi kohteen sähköistämisen talvikaudella, mutta tällöin jouduttaisiin hieman rajoittamaan sähkönkulutusta. Useissa tapauksissa tämän ei pitäisi olla ongelma, koska tyypillisessä kesämökissä talvikäyttö on hyvin lyhytaikaista, jolloin ei tarvita niin runsaasti sähkölaitteita, kuin kesäkaudella. Lisäksi tulisijan käyttö on talvella huomattavasti pitkäaikaisempaa kuin kesällä, koska kylmä sää aiheuttaa suuremman lämmöntarpeen.

TEG-elementtien hyötysuhteessa on tapahtunut viime aikoina merkittävää kehitystä ja markkinoille on tullut runsaasti uusia elementtityyppejä ja -materiaaleja, joilla hyötysuhdetta on pystytty parantamaan. Lähivuosina markkinoille on tulossa lisää uusia elementtityyppejä, joilla pitäisi päästä jopa 15 % sähköntuottosuhteeseen [27]. Jos tämä kehitys onnistuu ja näiden uusien elementtien hinta on suunnilleen samalla tasolla nykyisten BiTe- ja PbTe-elementtien tämänhetkisen tason kanssa, TEG-elementtien kustannustehokkuus nousee merkittävästi. Tällöin mikro-TEG-CHP olisi varteenotettava vaihtoehto nykyisille mikro-CHP-tekniikoille myös suuremmissa sähköteholuokissa yksinkertaisuuden, äänettömyyden ja huoltovarmuuden vuoksi. TEG-CHP-laitteiston ehdoton etu muihin järjestelmiin on, ettei se sisällä lainkaan liikkuvia osia, jotka kuluisivat. TEG-elementtien käyttöikä on varsin pitkä, noin 8 – 14 vuotta [27] ilman huoltoa, joten niihin perustuvan laitteiston voidaan olettaa kestävän ilman yhtään huoltoa saman verran kuin poltto tai stirling-moottoriin perustuva järjestelmä kestää hyvin huollettuna. Tämän vuoksi TEG-CHP-laitteiston etu muihin korostuu, kun investointia mikro-CHP-laitteistoon tarkastellaan pidemmällä aikavälillä.

9. LÄHDELUETTELO

- [1] GSM Association, Community Power from Mobile-Charging Services, GSM Association, Lontoo, 2011.
- [2] Sähköinfo Oy, Sähköala.fi, 7.8.2012. Saatavissa: www.sahkoala.fi. Viitattu 5.1.2018.
- [3] Die BHKW-infothek. Saatavissa: www.bhkw-infothek.de. Viitattu 5.1.2018.
- [4] Prinz-Online-Gruppe, BHKW-Prinz. Saatavissa: <http://www.bhkw-prinz.de>. Viitattu 4.1.2018.
- [5] V. vihanninjoki, Hajautettu energiantuotanto Suomessa, Suomen ympäristökeskus, 2015.
- [6] EnergyMatters, Micro-CHP potential analysis European level report, CODE2: Cogeneration Observatory and Dissemination Europe, 2014.
- [7] Greenspec, Small wind turbines. Saatavissa: <http://www.greenspec.co.uk/building-design/small-wind-turbines/>. Viitattu 4.1.2018.
- [8] Oikeusministeriö, Sähkömarkkinalaki 588/2013, Helsinki, 2013.
- [9] Euroopan parlamentti, Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2015/2193, Euroopan unionin virallinen lehti, nro. 313, s1-19, 22.11.2015.
- [10] Euroopan parlamentti, Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2004/8/EY, Euroopan unionin virallinen lehti, nro 52, s. 50-60 21.2.2004.
- [11] J. Koskela, Sähköenergian varastoinnin hyödyntämismahdollisuudet kotitalouksien energian käytön hallinnassa suomessa, Tampereen teknillinen yliopisto, 2015.
- [12] Viking heat engines, We Power the world with waste heat, 2018. Saatavissa: www.vikingheatengines.com. Viitattu 4.1.2018.
- [13] myTub Ltd, Baxi Ecogen Heat And Power Boilers supplies. Saatavissa: <https://www.mytub.co.uk/baxi-ecogen-24-1-0-heat-and-pwr-blr-lpg-product-512402>. Viitattu 4.1.2018.

- [14] Aalto-yliopisto, FinSolar. Saatavissa: <http://www.finsolar.net>. Viitattu 4.1.2018.
- [15] E. Eklund, Jokamiehen opas pientuulivoiman käyttöön, Kodin vihreä energia Oy, Tampere, 2011.
- [16] Encraft, Executive summary of the Encraft Warwick wind trials project, 2009.
- [17] Ecoult, Ecoult energy storage solutions, 2018. Saatavissa: www.ecoult.com. Viitattu 5.1.2018.
- [18] Motiva Oy, Uusiutuva energia, 2017. Saatavissa: www.motiva.fi/ratkaisut/uusiutuva_energia/. Viitattu 5.1.2018.
- [19] I. Verhaert, G. Mulder ja M. Paepe, Evaluation on an alkaline fuel cell system as a micro-CHP, Energy conversion and management, nro 126, s. 434-445, 15.10.2016.
- [20] E. Alakangas, A. Erkkilä ja H. Oravainen, Tehokas ja ympäristöä säästävä tulisijalämmitys, polttopuun tuotanto ja käyttö, Valtion teknillinen tutkimuskeskus (VTT), Jyväskylä, 2008.
- [21] Riihimäen metallikaluste Oy, Rica heating, 2013. Saatavissa: www.ricaheating.fi. Viitattu 5.1.2018.
- [22] Suomen virallinen tilasto (SVT), Sähkön- ja lämmön tuotanto, Tilastokeskus. Saatavissa: <https://www.stat.fi/til/salatuo/index.html>. Viitattu 5.1.2018.
- [23] S. Dwyer, Delta Energy & Environment, Delta Energy & Environment Ltd , 12.12.2013. Saatavissa: <https://www.delta-ee.com/delta-ee-blog>. Viitattu 5.1.2018.
- [24] Earth Policy Institute, Rutgers university, 27.12.2007. Saatavissa: http://www.earth-policy.org/data_center. Viitattu 6.1.2018.
- [25] W. Fahrner ja S. Schwertheim, Semiconductor thermoelectric Generators, Zurich: Trans tech publications, 2009.
- [26] M. Poblocki, Physics Experiments, 2014. Saatavissa: www.physicsexperiment.co.uk. Viitattu 18.2.2018.
- [27] TECTEG MFR., Online store, 2017. Saatavissa: <http://tecteg.com/store>. Viitattu 1.12.2017.

- [28] Thermoelectrics, Northwestern Materials Science and Engineering, Saatavissa: <http://thermoelectrics.matsci.northwestern.edu/thermoelectrics/index.html>. Viitattu 1.12.2017.
- [29] VTT Expert services Oy, Varaavan uunin, saunan kiukaan ja puukamiinan savukaasujen lämpötilojen mittaaminen, Ympäristöministeriö, Jyväskylä 2012.
- [30] T. Inha, P. Leppänen, M. Peltomäki ja M. Alanen, Tulisijojen savukaasujen lämpötilat todellisissa olosuhteissa, Tampereen teknillinen yliopisto, Tampere, 2014.
- [31] Tegmart, Get Tegpro Teg module, 2017. Saatavissa: <http://www.tegmart.com/teg-module>. Viitattu 1.12.2017.
- [32] TEGPro, Tegmart, 22 W thermoelectric Module Datasheet, 2014. Saatavissa: <http://www.tegmart.com/datasheets/TGPR-22W-7V.pdf>. Viitattu 12.2017.
- [33] TECTEG MFR., TEG1 PB12690 Spec Sheet, 4.2017. Saatavissa: <http://tegpowers.ca/wp-content/uploads/2017/04/TEG1-PB12690-Spec-sheet.pdf>. Viitattu 12.2017.
- [34] Victron energy, Solar charge controllers, 2017. Saatavissa: <https://www.victronenergy.com/solar-charge-controllers>. Viitattu 2.12.2017.
- [35] Biejing EPSolar Technology Co., EPSolarPV, Biejing EPSolar Technology Co., 2017. Viitattu 2.12.2017.
- [36] A. F. Mills, Basic heat and mass transfer, second edition, Pearson, Iso-Britannia, 2014.
- [37] I. Wallossek, Tom's Hardware, 21.11.2013. Saatavissa: <http://www.tomshardware.co.uk/thermal-paste-performance-benchmark,review-32804.html>. Viitattu 17.11.2017.
- [38] Panasonic industrial, Thermal Management Solutions, Panasonic industrial, 9.11.2016. Saatavissa: <https://industrial.panasonic.com/cdbs/ww-data/pdf/AYA0000/AYA0000COL24.pdf>. Viitattu 17.11.2017.
- [39] E. Udoetok, Thermal conductivity of binary mixtures of gases, Frontiers in Heat and Mass Transfer, 2013.
- [40] V. Zhukov ja M. Pätz, Technical note on thermal conductivity of gas mixtures containing hydrogen, Springer-Verlag, 2016.

- [41] K. Singh ja N. Sood, Viscosity and thermal conductivity of gas mixtures, Indian Journal of Pure & Applied Physicd, vuosikerta 41, nro 2, s. 121-127, 2003.
- [42] G. Ben-Dov ja J. Cohen, Critical Reynolds number for a natural transition to turbulence in pipe flows, Physical review letters, Israel, 2007.
- [43] T. Harvia, Puulämmitteisen kiukaan asennus- ja käyttöohje, Harvia, Muurame, 2015. Saatavissa: <http://www2.harvia.fi/content/fi/17/10040/Asennus-%20ja%20k%E4ytt%F6ohjeet.html>. Viitattu 12.2017.
- [44] Narvi Oy, Puu- ja sähkölämmitteiset kiukaat, 2017. Saatavissa: <http://www.narvi.fi/upload/esitteet/saunatuotteet/puukiukaat>. Viitattu 12.2017.
- [45] S. Lee, S. Song ja K. Moran, Constriction/spreading resistance model for electronics packaging, Thermal engineering conference: Volume 4, Havaiji, 1995.
- [46] R. Hossain, J. Culham ja M. Yovanovich, Influence of bypass on flow through plate fin heat sinks., Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, Yhdysvallat, 2007.
- [47] C. Hollanti, Analyysi 2, Tampereen yliopisto, 2010.
- [48] Omega, OMEGA engineering, Saatavissa: <https://www.omega.com/temperature/Z/pdf/z088-089.pdf>. Viitattu 12.2017.
- [49] T. Fu, J. Tian ja H. Wang, Apparent emissivity of combustion soot aggregate coating at high tamperature, American society of mechanical engineers, 2017.
- [50] V. Lisienko, G. Malikov ja A. Titaev, Simple approximation of total emissivity of CO₂-H₂O mixture used in the zonal method of calculation of heat transfer by radiation, Thermophysics and Aeromechanics, vuosikerta. 21, nro 6, 2014, s. 779-782.
- [51] A. Blokh, Heat transfer in steam boiler boxes, Energoatomizdat, Moskova 1984.
- [52] J. P. Holman, Heat Transfer, 8 toim., Mc Graw Hill, Yhdysvallat, 1989, s. 334-336.
- [53] S. Churchill ja H. Chu, Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate, International journal of heat and mass transfer, vuosikerta 18, nro 11, 1975, s. 1323-1329.
- [54] M. Jakob ja G. Hawkins, Elements of heat transfer, Wiley, Yhdysvallat, 1957.

- [55] J. Collier ja J. Thome, convective boiling and condensation, Clarendon Press, Iso-Britannia, 1996.
- [56] D. Steiner ja J. Taborek, Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model, Heat transfer engineering, vuosikerta 13, nro 2, 1992.
- [57] J. Satbyoul ja K. Hyungdae, Effects of surface orientation on nucleate boiling heat transfer in a pool of water under atmospheric pressure, Nuclear engineering and design, 2016, s. 347-358.
- [58] Vattenfall, Energianeuvonta, Saatavissa: www.vattenfall.fi/energianeuvonta/. Viitattu 10.1.2018.
- [59] Narvi Oy, Narvi. Saatavissa: www.narvi.fi. Viitattu 10.1.2018.
- [60] Harvia Oy, Harvia sauna, Saatavissa: www.harvia.fi. Viitattu 10.1.2018.
- [61] Motiva Oy, Motiva -Koti ja asumisen, 22.3.2017. Saatavissa: www.motiva.fi/koti_ja_asuminen/taloyhtiot. Viitattu 10.1.2018.
- [62] InfoMine Inc., InvestmentMine, Mining Markets & Investment, 1.15.2018. Saatavissa: <http://www.infomine.com>. Viitattu 1.16.2018.
- [63] MEPS international LTD, MESP, 1.2018. Saatavissa: <http://www.meps.co.uk>. Viitattu 16.1.2018.
- [64] Energy research Centre of the Netherlands, Phyllis2, Database for biomass and waste, 2018. Saatavissa: www.ecn.nl/phyllis2/. [Haettu 1 2 2018].
- [65] J. G. Collier, Convective Boiling and Condensation, McGRAW-HILL Book Company, Iso-Britannia, 1972, s. 435.
- [66] Thermal Fluid Central, Pool boiling regimes, 8.7.2010. Saatavissa: https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Pool_Boiling_Regimes. Viitattu 24.11.2017.
- [67] J. Buongiorno, Notes on two-phase flow, boiling heat transfer and boilin crises, MIT Department of Nuclear Science and Engineering, Iso-Britannia, 2010.
- [68] I. Mudawar, A. Howard ja C. Gersey, An analytical model for near-saturated pool boiling critical heat flux on vertical surfaces, International journal of heat and mass transfer, 1997, s. 2327-2339.

[69] Nuuksion huolto, Hinnasto. Saatavissa: www.nuuksionhuolto.fi. Viitattu 16.2.2018.

LIITE A: SAVUKAASUANALYYSI

Polttoaineena koivu, kosteus 20 % ja ilmakerroin 1,97.

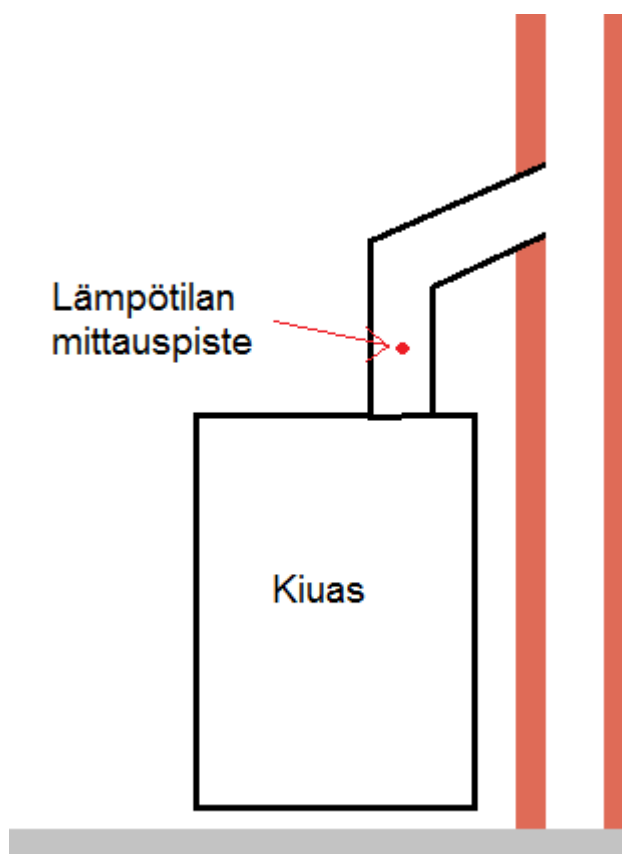
kuiva-aineen elementaarianalyysi		Polttoaineen kosteus		0,2		-	
C	0,502	Palamisilman suhteellinen kosteus 15°C		0,5		-	
H ₂	0,075	Palamisilman Tref		15		°C	
O ₂	0,399	Vesihöyryn kylästymispaine		0,01706		bar	
N ₂	0,005	Ilmapaine		1,013		bar	
S		Vesihöyryn osapaine		0,00853		bar	
Tuhka	0,019	Vesihöyryn mooliosuus kuivassa ilmassa		0,00849		mol H ₂ O/mol kuiv.ilma	
yht.	1,0000	Ilmakerroin		1,97		-	

aine	g/mol	g/kg pa	mol/kg pa	O ₂ -tarve	CO ₂	N ₂	H ₂ O	SO ₂	O ₂
C	12,011	401,60	33,436	33,436	33,436				
H ₂	2,016	60,00	29,762	14,881			29,762		
O ₂	32,000	319,20	9,975	-9,975					
N ₂	28,014	4,00	0,143			0,143			
S	32,509	0,00	0,000	0,000				0,000	
H ₂ O	18,016	200,00	11,101				11,101		
Tuhka	15,20								
YHT	1000,00			38,342	33,436	0,143	40,863		
Hapentarve				38,342					
Typpeä ilmasta (λ*3,77*N _{O2})				284,762		284,76			
Hapkea savukaasuissa (λ-1)*N _{O2}				37,192					37,192
Kosteutta palamisilmassa				3,059			3,059		
Savukaasujen (todelliset) määrät mol/kg pa					33,436	284,90	43,922	0,000	37,192

komponentti	mooliosuus [-] M [kg/mol]								
CO ₂	0,084	0,0440			Kuivaa savukaasua		355,5	mol/kg pa	
H ₂ O	0,110	0,0180			Kosteaa savukaasua		399,5	mol/kg pa	
N ₂	0,713	0,0280			Kuivaa ilmaa		360,3	mol/kg pa	
O ₂	0,093	0,0320			Kosteaa ilmaa		363,4	mol/kg pa	
SO ₂	0,000	0,0641							
yht	1,000	0,0286							

LIITE B: SAVUKAASUN LÄMPÖTILAN MITTAUS

Tätä työtä varten toteutettiin savukaasulämpötilojen mittaus yhdelle saunankiukaalle kiukaan tavanomaisen käytön aikana. Tämän mittauksen tavoite oli ensisijaisesti selvittää savukaasulämpötilan vaihtelua eri käyttötilanteissa, koska vastaavia mittaustuloksia oli saatavilla hyvin niukasti. Mittaus toteutettiin tavallisessa omakotitalon sisään rakennetussa saunassa, jonka tilavuus on noin 10 m^3 . Kiukaan tarkkaa mallimerkintää ei saatu selvitettyä, mutta kyseessä on 8-16 m^3 kokoiseen saunatilaan tarkoitettu Narvin kiuas. Savukaasun lämpötila mitattiin kuvan 19 mukaisesti kiukaan liitinhormin suoralta osuudelta kanavan keskeltä.



Kuva 19: savukaasun lämpötila mitattiin kiukaan eristämättömästä liitinhormista noin 25 cm etäisyydellä kiukaan kannesta hormin keskeltä.

Mittaus toteutettiin tallentavalla Extech SD200 lämpömittarilla ja anturina käytettiin 5 mm teräsvaippasuojattua k-typin termoparianturia. Polttoaineena oli ulkokuivaa lehtipuuta, käytettyä puumäärää ei mitattu. Käytetyn anturin virhe on alle 0,75 % ja lämpömittarin tarkkuus alle 0,5 %. Mittauksen tulokset on esitetty kuvassa 17. Mittaustuloksissa esiintyy 3 katkosta, jotka johtuvat siitä, että samasta reiästä mitattiin 3 kertaa savukaasun virtausnopeutta eri anturilla.